



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**KONSTRUKCE PŘÍPRAVKU PRO ANALÝZU VENTILŮ
HYDRAULICKÉHO TLUMIČE**

DESIGN OF A DEVICE FOR THE ANALYSIS OF HYDRAULIC DAMPER VALVES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Čupr

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Macháček, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Martin Čupr**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Ondřej Macháček, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Konstrukce přípravku pro analýzu ventilů hydraulického tlumiče

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tlumičí síla v hydraulických tlumičích vzniká nejčastěji díky průtoku oleje přes planžetové ventily. Obvykle jsou v tlumiči dva a více ventilů. Pro správnou funkci tlumiče je nezbytné, aby ventily byly vzájemně sladěné. Pro účely vývoje tlumičů je vhodné mít možnost analyzovat každý z ventilů samostatně. Proto je snaha vyvinout zařízení, které umožní změřit tlakovou ztrátu a odezvu ventilu (dobu případně zdvih potřebný pro otevření/zavření ventilu). Pokud to bude technicky proveditelné, požadována bude transparentnost zařízení pro optickou kontrolu funkce ventilu.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Konstrukční návrh zařízení, díky kterému bude možné jednotlivě analyzovat vybrané ventily hydraulických tlumičů. Dílčí cíle bakalářské práce:

- vytipování ventilů, které bude možné v zařízení testovat,
- návrh hydraulického obvodu, který bude nutit olej téct přes zkoumaný ventil,
- výběr senzorů pro měření tlakové ztráty, případně tlumičí síly ventilu,
- návrh univerzálního přípravku pro vytipované ventily (obal, ve kterém bude ventil upnut a pozorován).

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

DIXON, John C., 2007. The Shock Absorber Handbook. 2nd Edition. New York: John Wiley. ISBN 978-0-470-51020-9.

SONNENBURG, Reinhard a Anja STRETZ, 2014. Dynamics of Hydraulic Damper Modules. New York: Nova Science Publishers. ISBN 9781629483863.

HARRIS, Cyril M a Allan G PERSOL, c2002. Harris' shock and vibration handbook. 5th ed. New York: McGraw-Hill, 1 v. (various pagings). ISBN 0071370811.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem přípravku pro samostatnou analýzu ventilů hydraulického tlumiče. Cílem je sestavit zařízení, do kterého bude možné ventily upnout a následně je vystavit tlakové zátěži odpovídající reálnému zatížení v tlumiči. Pro práci byly vybrány ventily dvou konkrétních tlumičů, které mají být měřeny. Pro ně byl navržen přípravek s pracovním tlakem do 32 MPa. Přípravek je univerzální a lze v něm měřit i jiné ventily podobných rozměrů, případně dva ventily zároveň, a hodnotit tak jejich spolupráci. Stávající model je navržen pro vývojové účely. Princip je však možné zachovat i pro kontrolní funkci v sériové výrobě. S jeho pomocí lze měřit tlakovou ztrátu ventilu a aktuální objemový průtok oleje a následně určit veškeré charakteristiky vycházející z těchto veličin. Při měření dvou ventilů je možné určit podíly jejich průtoků.

KLÍČOVÁ SLOVA

ventil, hydraulický tlumič, analýza, přípravek

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with the design of a device for a stand-alone hydraulic damper's valve analysis. The main goal is to construct a jig, where the valve is firmly attached, so it can be exposed to high-pressure oil flow, simulating the real conditions in a damper. In this thesis, the valves of the two specific hydraulic dampers were chosen. The jig was designed to enable testing of these valves loaded by operating pressure up to 32 MPa. As the jig is universal, it allows testing of any similar-sized valves. Moreover, it provides the possibility to test two valves at the same time and analyse their cooperation. The jig presented in this thesis was designed for the development purposes. However, the same principle can be used as a control jig in serial manufacture. This approach enables to measure both the valve's pressure drop and the current volumetric flow rate of oil. Consequently, all the main characteristics of the valve which are derived from these two quantities can be investigated. When the cooperation of two valves is analysed, the ration between volumetric flow rates in each valve can be determined.

KEYWORDS

valve, hydraulic damper, analysis, jig

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ČUPR, Martin. *Konstrukce přípravku pro analýzu ventilů hydraulického tlumiče*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132950>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Ing. Ondřej Macháček, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu Ing. Ondřeji Macháčkovi, Ph.D. za jeho přátelský přístup a odborné rady, kterými mne v průběhu práce trpělivě doprovázel.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Ondřeje Macháčka, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	Základní funkce tlumiče	14
2.2	Typy hydraulických tlumičů	15
2.2.1	Tlumiče s průchozí pístnicí	16
2.2.2	Dvouplášťový tlumič (Twin-tube)	16
2.2.3	Jednoplášťový tlumič	17
2.3	Základní typy ventilů	18
2.3.1	Dýza	18
2.3.2	Diskový ventil	18
2.3.3	Tyčový ventil	19
2.3.4	Šoupátkový ventil	20
2.3.5	Planžetový ventil	21
2.4	Testování tlumičů	21
2.4.1	Testování tlumičů hydraulickým pulzátozem	22
2.4.2	Charakteristika (F-v)	22
2.4.3	Charakteristika (F-z)	23
2.4.4	Samostatné testování ventilů	23
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	25
3.1	Analýza problému	25
3.2	Cíl práce	27
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	28
4.1	Ventily vybrané pro měření	28
4.1.1	Model P8	28
4.1.2	Model P80	29
4.2	Přínos přípravku pro měření kavitace	29
4.3	Určení základních parametrů	30
4.4	Návrh hydraulického obvodu	32
4.4.1	Pohon čerpadlem	32
4.4.2	Pohon hydraulickým pístem	33
4.4.3	Porovnání obvodů	33
4.4.4	Stanovení tlakové ztráty hydraulické hadice	34

4.5	Upnutí ventilu	36
4.5.1	Koncepční návrh č.1	36
4.5.2	Koncepční návrh č.2	37
4.6	Vybrání měřících senzorů	38
4.6.1	Senzor pro měření tlaku	38
4.6.2	Senzor pro měření průtoku	39
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	40
5.1	Tělo přípravku	40
5.1.1	Pevnostní výpočet trubky	42
5.1.2	Pevnost svárů příruby	44
5.1.3	Těsnění	45
5.1.4	Závit pro tlakový senzor a přívod oleje	46
5.2	Konstrukce víka	47
5.2.1	Návrh šroubového spoje	48
5.2.2	Pevnostní kontrola víka	51
5.2.3	Upnutí měřených ventilů do víka	56
5.2.4	Řešení optické kontroly	58
6	DISKUZE	60
7	ZÁVĚR	61
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	62
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	64
9.1	Seznam symbolů a veličin	64
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	66
11	SEZNAM TABULEK	68
12	SEZNAM PŘÍLOH	69

1 ÚVOD

V dnešní době nachází tlumiče uplatnění ve velkém množství aplikací. Najdeme je téměř na každém dopravním prostředku, kde zajišťují stabilitu, ovladatelnost a v neposlední řadě komfort při jízdě. Se stále zvyšujícími se nároky na jízdní vlastnosti není divu, že se tato součást dostala pod drobnohled vývojářů.

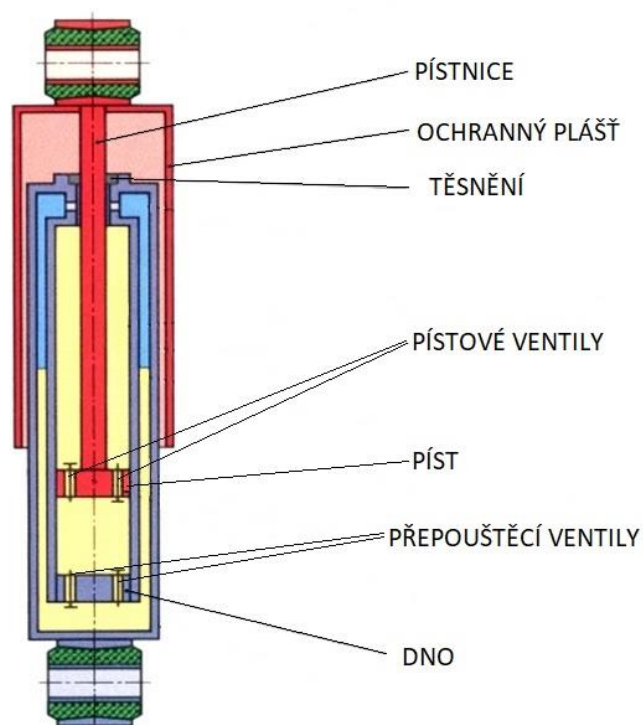
Historicky si odpružení prošlo klikatou cestičkou vývoje. Nejprve se odpružení nevyužívalo vůbec. Výsledkem toho byl silný diskomfort a velké namáhání všech součástí, které byly přímo vystaveny silovým rázům. Velkým pokrokem byla proto aplikace listového pružení, které dokázalo odpružit silové rázy a zároveň třením mezi jednotlivými listy zaručovalo jistou míru tlumení. Ze tření však plynulo vysoké opotřebení a celkově vysoké nároky na údržbu. Hmotnost a rozměry listových pružin jsou příliš velké ve srovnání s vinutými, které tyto listové později nahradily. Oproti nim však vinuté pružiny nemají žádnou vlastní tlumící schopnost, takže bez přídavného tlumiče jsou téměř nepoužitelné. První samostatné tlumiče byly principiálně podobné listové pružině. Fungovaly na principu mechanického tření. Jejich nevýhodou byly opět vysoká míra opotřebení a nízká citlivost při malých tlumících silách. Proto se časem přešlo na tlumiče hydraulické, které se hojně užívají dodnes. Promyšlené konstrukce tlumících ventilů umožňují přesné nastavení tlumících parametrů a opotřebení se většinou projeví na těsnění olejové komory, které lze relativně jednoduše vyměnit. Ani hydraulické tlumiče nejsou bezchybné, ale díky nízkým výrobním nákladům oproti pokročilejším moderním modelům mají stále dominantní zastoupení na trhu. Proto je práce zaměřena právě na tyto hydraulické tlumiče, resp. na jejich ventily.

Všechny tlumiče podléhají přísné kontrole, která zaručí, že se daný tlumič chová správně. Standardně se tlumiče testují na různých dynamometrech, které rozkmitáním tlumiče a následným měřením jeho odezvy vyhodnotí sledované charakteristiky. Takto získané výsledky jsou už pouhým součtem vlivů dílčích komponent tlumiče. Pro detailnější analýzu odezvy tlumiče je nutné posoudit správnou funkci důležitých součástí, ze kterých se tlumič skládá. Mezi nejdůležitější součásti hydraulického tlumiče patří jeho ventily. Proto má správné fungování všech ventilů v tlumiči zásadní dopad na jeho celkové vlastnosti.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Základní funkce tlumiče

Tlumič je zařízení, které brání vzájemnému pohybu součástí, které spojuje. Jeho odpor – tlumicí síla, je závislá na rychlosti pohybu. Čím vyšší je rychlost pístu tlumiče, tím větší je tlumicí síla. Je tedy zřejmé, že tlumič není koncipován na přenos statického zatížení, tudíž nemůže kompenzovat gravitační sílu odpružené hmoty. Proto je součástí odpružení paralelně zapojená pružina, která plní nosnou funkci a v klidovém stavu přenáší většinu zátěže. V případě náhlého vychýlení z rovnovážné polohy dojde k oscilaci. Hydraulický tlumič svou tlumicí silou zmenšuje amplitudy kmitů, dokud nedojde k opětovnému ustálení v rovnovážné poloze.[1] Na obrázku jsou popsány základní část tlumiče (Obr. 2-1).



Obr. 2-1 Schéma hydraulického tlumiče [2]

Historicky se vyráběly rozličné druhy hydraulických tlumičů, jako například tlumiče pákové, s lopatkou nebo vačkou. V dnešní době tvoří drtivou většinu konstrukce teleskopické, které budou předmětem této práce.

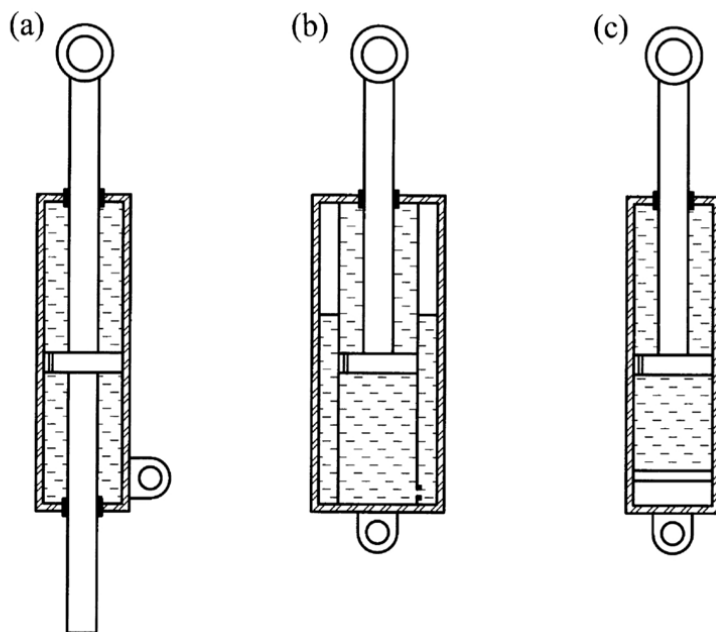
Hlavní částí teleskopického hydraulického tlumiče je jeho píst. Ten se nachází ve válci vyplněném olejem. Když se vlivem vnější síly začne píst pohybovat, průtokem oleje skrze tlumicí ventily vzniká tlaková ztráta mezi komorou nad pístem (extenzní komora) a pod pístem (kompresní komora).[3] Právě tato tlaková ztráta je zdrojem tlumicí síly, kterou tlumič působí proti pohybu vyvolanému vnější silou. Je logické, že návrh a celkové konstrukční provedení tlumících ventilů má zásadní dopad na správnou funkci tlumiče.

2.2 Typy hydraulických tlumičů

Teleskopický tlumič se ze své podstaty při zatěžování zasouvá nebo vysouvá. Jelikož se při kompresi do extenzní komory zasune pístnice, je nutné tuto změnu objemu vyhovujícím způsobem kompenzovat, jinak by se kvůli nestlačitelnosti oleje také tlumič stal nestlačitelným. Volba způsobu kompenzace objemu je ovlivněna dalšími faktory. Typickým faktorem je pracovní pozice tlumiče. Uložení může být buď stálé (horizontální, nebo vertikální), nebo může být proměnlivé. Pak je nutné použít provedení tlumiče, které nemá omezenou pracovní polohu.

Z hlediska kompenzace změny objemu rozlišujeme tlumiče na 3 základní typy (Obr. 2-2): [4]

- a) Tlumič s průchozí pístnicí
- b) Dvouplášťový tlumič
- c) Jednoplášťový tlumič

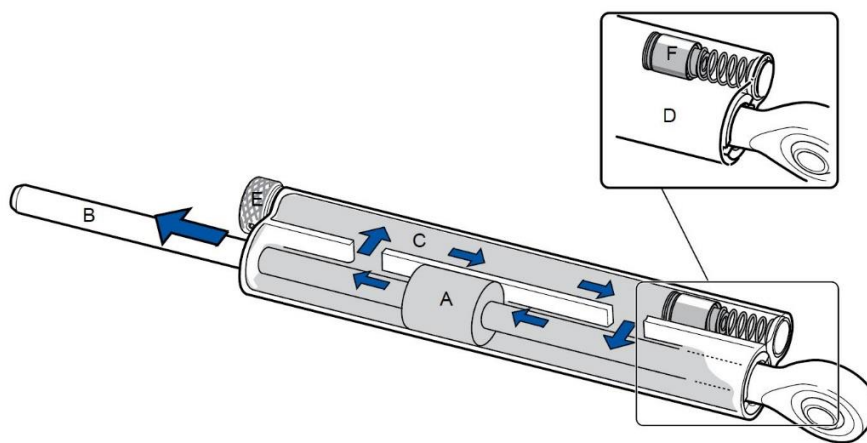


Obr. 2-2 Základní typy teleskopických tlumičů [4]

2.2.1 Tlumiče s průchozí pístnicí

Jelikož pístnice u tohoto provedení vede celou komorou, při jejím posunutí nedojde k žádné změně objemu. Píst je pevně spojen s pístnicí [5] a při pohybu žene olej přes tlumící ventily. Ke změně objemu sice mechanicky nedojde, ale při změně pracovní teploty musíme kompenzovat vliv tepelné roztažnosti. Prostor po kompenzaci může být mnohem menší a lze jej realizovat pomocí pístu pod pružinou (Obr. 2-3).[5] Teplotní změna objemu je totiž ve srovnání s objemem pístnice velmi malá. Kromě toho tento tlumič nemá nijak omezenou operační polohu, díky mechanickému oddělení plynu od kapaliny.

Z obrázku (Obr. 2-3) je zřetelné, jaké hlavní nevýhody z tohoto typu konstrukce plynou. Vyčnívající pístnice může komplikovat upevnění nebo být dokonce nebezpečná. Kvůli nutnosti oboustranného utěsnění se zvyšuje riziko průsaku oleje.[4] Zde konkrétně se jedná o tlumič řízení značky Öhlins, který se přichytí k řídkám motorky pomocí svěrné objímky za tělo tlumiče.



Obr. 2-3 Tlumič řízení s průchozí pístnicí, Öhlins [5]

2.2.2 Dvouplášťový tlumič (Twin-tube)

U dvouplášťového tlumiče je kompenzace objemu realizována pomocí stlačitelné vzduchové kapsy, která se nachází v horní části venkovního pláště (Obr. 2-4). Při kompresi pístnicí vytlačený olej teče skrz spodní ventil do venkovního pláště, kde stlačuje vzduchovou kapsu.[6] Kapalina je obvykle od plynu oddělena pouze gravitací. Zásadní proto je, aby byl tlumič namontován ve správné operační poloze. Jinak by mohlo dojít k nasání vzduchu do vnitřní komory a narušení správné funkce tlumiče. Pro zamezení smíchání kapaliny s plynem bývá přidána spirálová vložka do venkovního pláště.[4] Jedná se o velmi jednoduchou a ekonomicky výhodnou konstrukci tlumiče.

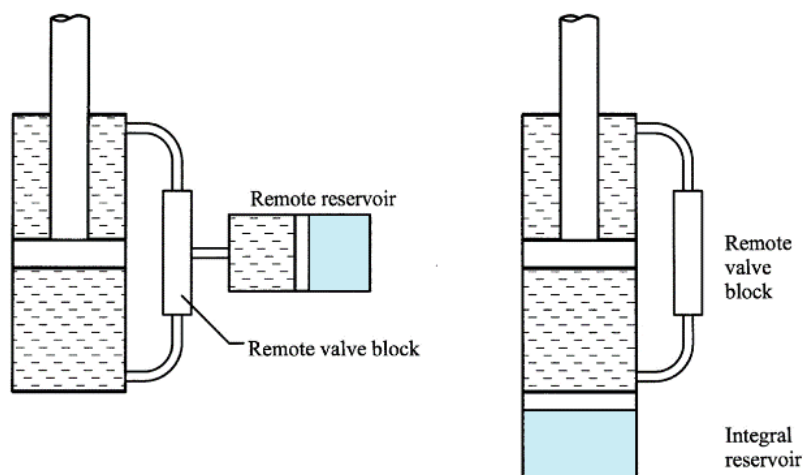
Z hlediska způsobu protékání oleje ventily existuje více možných provedení. Firma KONI například využívá jednosměrnou cirkulaci kapaliny [7].



Obr. 2-4 Dvouplášťová konstrukce [6]

2.2.3 Jednoplášťový tlumič

Posledním velice častým typem jsou jednoplášťové tlumiče. Na rozdíl od dvouplášťového má plynovou komoru mechanicky oddělenou od komory s olejem. Díky tomu nehrozí smíchání a vznik pěny.[8] Natlakovaná plynová komora bývá oddělena tzv. plovoucím pístem a rezervoár může být integrován přímo v komoře pod hlavním pístem. Časté jsou též varianty se samostatným rezervoárem připevněným zvenku tlumiče, kdy je připojen hadicí do okruhu.[4] Znáznornění variant je na obrázku (Obr. 2-5).



Obr. 2-5 Možnosti zapojení rezervoáru jednoplášťového tlumiče [4]

Tato konstrukce nabízí mnoho výhod. Oproti dvouplášťovému tlumiči nemá omezenou operační polohu. Díky tlaku v plynové komoře (může být plněná dusíkem) je sníženo riziko kavitace. Navíc je kapalina a celý tlumič lépe chlazen, protože je přímo vystaven okolnímu vzduchu, který ho chladí.[8] Tlumicí ventily mohou být „vytaženy“ do venkovního okruhu, kterým olej protéká do opačné komory (Obr. 2-5). Díky tomu se zlepší jejich přístupnost ve srovnání s ventily umístěnými uvnitř tlumiče a v případě potřeby lze rychleji upravit jejich nastavení.

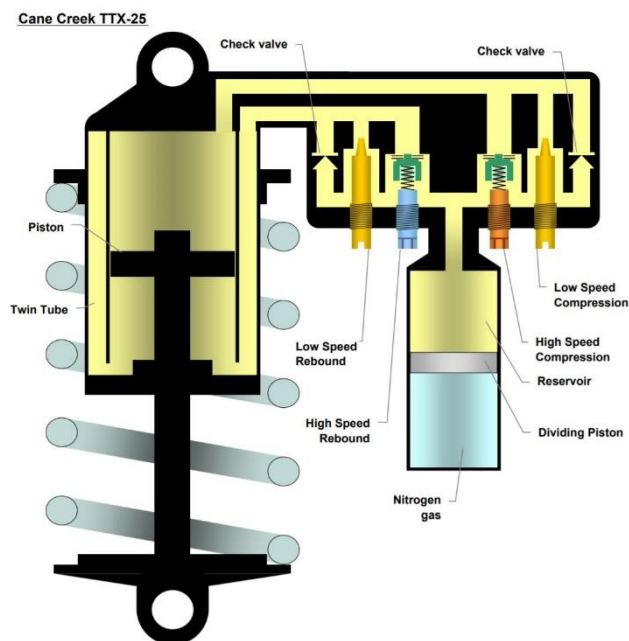
2.3 Základní typy ventilů

2.3.1 Dýza

Jako nejjednodušší ventil slouží dýza. Tlaková ztráta je způsobena prouděním, při kterém se vlivem vnitřního tření v kapalině kinetická energie přeměňuje na teplo. Kvůli své konstantní průtokové ploše je tlaková ztráta závislá na kvadrátu rychlosti proudění, takže při vyšších rychlostech začne nabývat velmi vysokých hodnot. V hydraulickém tlumiči je z toho důvodu samostatně nepoužitelná. Lze ji ovšem využít v kombinaci s dalšími ventily jako paralelní průtokový otvor, neboť umožňuje průtok oleje při malých rychlostech, které nestačí k otevření ostatních ventilů.[4]

2.3.2 Diskový ventil

Diskový ventil je opět velice jednoduchý. Oproti obyčejné dýze je schopen zvětšit svoji průtokovou plochu při zvýšení rychlosti proudění, a tak zabrání prudkému nárůstu tlaku. Vinutá pružina přitlačuje disk na otvor ventilu a tím ho utěsňuje. Diskový ventil může být aplikován ze dvou důvodů. Buď má funkci zpětného ventilu, kdy je přitlačován slabou pružinou a průtok je omezen velikostí otvoru, a nebo má také funkci škrtící. Pak je nutné použít mnohem tužší přitlačnou pružinu a pečlivě ji nastavit, abychom dosáhli požadovaného škrtícího efektu. Kapalina totiž začne proudit až ve chvíli, kdy tlak přetlačí sílu předpružení. Průtoková plocha je tvořena součinem obvodu těsnícího disku a dráhy stlačení pružiny. Tato konstrukce neumožňuje příliš citlivé nastavení.[4] Typicky můžeme diskové ventily uplatnit jako tzv. „blow-off“ ventily, které slouží k degresivnímu zalomení charakteristiky při určité rychlosti. Mezi konstrukční nevýhody patří nutnost vedení disku, protože by se mohl otevírat asymetricky. Při použití válcových vinutých pružin začne ventil nabírat značných axiálních rozměrů. Kvůli tomu se často využívá pružin kuželových, které jsou z tohoto ohledu úspěšnější.



Obr. 2-6 Ventilová sestava tlumiče Cane Creek TTX-25 [9]

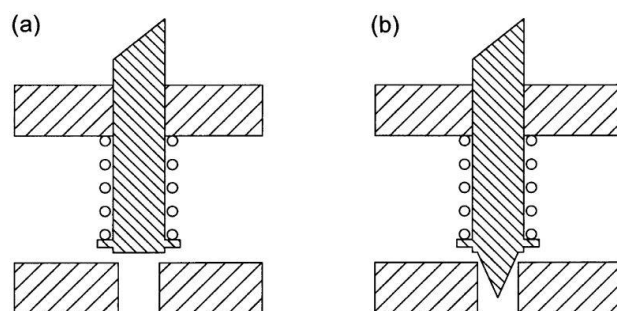
Na obrázku (Obr. 2-6) je znázorněné užití zpětných ventilů (check valve) a „blow-off“ ventilů. Zpětné ventily usměrňují průtok, zatímco „blow-off“ ventily se otevrou při vysokých rychlostech a degresivně zalomí průběh tlumící síly. Zde se konkrétně jedná o nastavení vysokorychlostní komprese a extenze (odskoku).[9]

2.3.3 Tyčový ventil

Velmi podobný diskovému ventilu je ventil tyčový. Zde je průtokový otvor utěšňován čelem tyče, která je přitlačována pružinou. Tyč může být menšího průměru než disk v minulém případě, a tudíž pro dosažení stejné průtokové plochy je potřeba větší stlačení pružiny. Často se používají ventily s kuželovým zakončením místo plochého, jako je znázorněné na obrázku (Obr. 2-7). Touto modifikací lze dosáhnout ještě většího stlačení pružiny při zachování stejné průtokové plochy. Spíše než tyčovým ventilem ho pak nazýváme ventilem jehlovým.[4]

Jehlový ventil může být také pevně a nepohyblivě uchycen ve ventilu. Závitem je možné nastavit jeho přesnou pozici. Zasouváním a vysouváním trnu do průtokového otvoru se nastavují tlumící vlastnosti.[9] Názorný příklad můžeme vidět opět na obrázku (Obr. 2-6).

Tlumič Cane Creek TTX-25 disponuje nezávislým nastavením nízko-rychlostní komprese nebo odskoku (Low-speed Compression/Rebound) a vysoko-rychlostní komprese nebo odskoku (High-speed Compression/Rebound). Právě jehlový ventil má na starosti onu nízko - rychlostní kompresi/odskok.

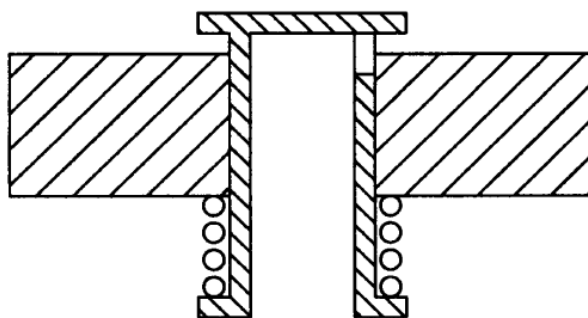


Obr. 2-7 Tyčový ventil s plochým (a) a jehlovým (b) koncem [4]

Při nízké rychlosti je průtok oleje i tlak v komorách malý. Např. při průjezdu klopenou zatáčkou správné nastavení tohoto ventilu zabrání přílišnému ponoření pružícího zdvihu vlivem dostředivé síly. Díky tomu je odpružení připraveno na průjezd výmolem. Při větších nárazech, kdy dojde k prudkému navýšení tlaku v tlumiči, se otevře „blow-off“ ventil vysoko-rychlostní komprese/odskoku, který umožní větší průtok oleje a degresivnější průběh síly. Nastavení vysoko-rychlostní komprese spočívá v regulaci síly předpružení přitlačné pružiny. [9]

2.3.4 Šoupátkový ventil

Šoupátkový ventil se otevírá opět proti přitlačné pružině. Při zvýšení tlaku dojde ke stlačení pružiny a tím i k vysunutí jednoho, nebo více průtokových otvorů. Dle míry vysunutí olej proudí skrze odpovídající část průtokové plochy. U jednoduchých konstrukcí se používají obyčejné kruhové otvory, ovšem k dosažení co nejpřesnějších vlastností je možné použít mnohem složitější geometrie otvorů, které určují tlumící sílu ventilu v závislosti na poloze šoupátka. Tímto způsobem je možné dosáhnout téměř libovolné charakteristiky, kdy se největším omezením stává výrobní cena ventilu. Průtokové otvory se většinou dělají souměrně proti sobě, aby nevznikaly axiální reakční síly od proudícího oleje, jako je tomu na obrázku (Obr. 2-8), kde je otvor pouze jeden.[4]

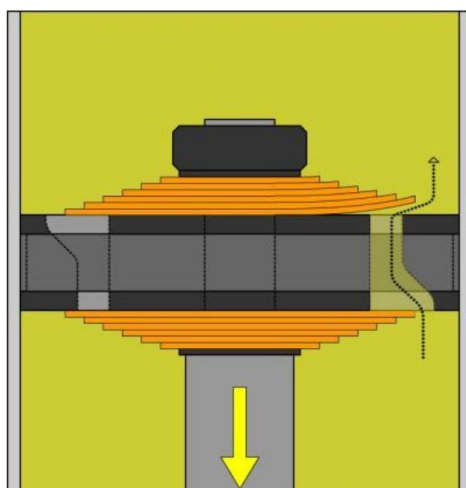


Obr. 2-8 Šoupátkový ventil [4]

2.3.5 Planžetový ventil

Planžetové ventily jsou jedněmi z nejpoužívanějších ventilů. Průtokový otvor je utěsněn planžetou, tedy tenkým plechem, který se při zvýšení tlaku elasticky deformuje (Obr. 2-9). Zastává tak funkci přítlačné pružiny užívané v jiných typech ventilů. Znatelně se tímto zmenší axiální rozměr ventilu.[10] Tloušťka planžet se pohybuje mezi 0,2 – 0,5 mm. Planžety o různých tloušťkách a průměrech je možné skládat na sebe. Díky tomu lze výměnou planžet rychle upravit charakteristiku ventilu tak, jak je potřeba. Průměr válcové průtokové plochy je velikostí blízký průměru pístu. Díky tomu se průhyb planžety potřebný k průtoku oleje pohybuje pouze v desetinách milimetru.[4]

Aby se zabránilo nechtěnému průsaku kapaliny v důsledku výrobních nepřesností, může mít dosedací plocha tvar mírného kužele se sklonem 0,5-2°. Tím dojde k předpružení planžet a tlak potřebný k otevření ventilu se zvýší. Ventil se často používá v kombinaci s obyčejnou dýzou, která slouží jako tzv. paralelní průtokový otvor. Dýza umožňuje průtok při velmi nízkých rychlostech, kdy tlak nestačí na otevření planžetového ventilu.[4]



Obr. 2-9 Planžetový ventil [10]

2.4 Testování tlumičů

Pro posouzení správné funkce tlumičů a pro určování jejich základních vlastností se vyhodnocuje závislost tlumicí síly na rychlosti, případně poloze pístu. Obvykle se uvedené závislosti určují pro celý tlumič za pomoci hydraulického pulzátoru, jako zdroje síly.

2.4.1 Testování tlumičů hydraulickým pulzátozem

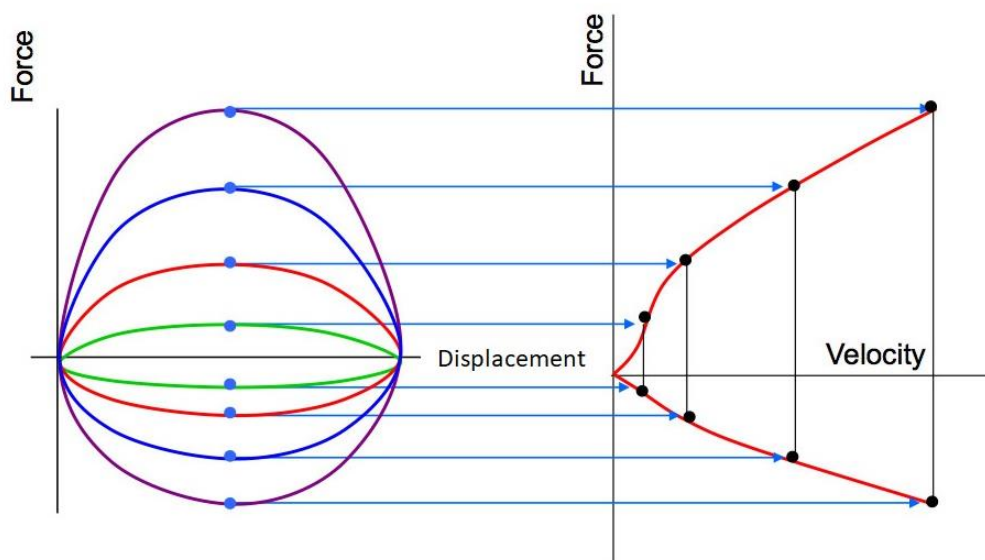
Hlavní součástí přístroje je servo-hydraulický válec, který tlumič dynamicky zatěžuje. Siloměr pak zaznamenává tlumící sílu a spolu s přesnými informacemi o poloze a rychlosti software z naměřených hodnot vykreslí sledované charakteristiky.[11] Mezi firmy, které se vývojem těchto měřicích přístrojů zabývají, patří například česká firma INOVA [11], italská STEPlab [12] nebo americká MTS [13]. Měřicí přístroje poslední jmenované firmy jsou na obrázku (Obr. 2-10).



Obr. 2-10 Měřicí přístroje firmy MTS [13]

2.4.2 Charakteristika (F-v)

Závislost tlumící síly na rychlosti zatěžování patří mezi základní charakteristiky, kterými je tlumič popsán. Přístroj tlumič zatěžuje a siloměr zaznamenává tlumící sílu, kterou tlumič při dané rychlosti vyvine. Používá se nejčastěji sinusového průběhu rychlosti, tedy s maximální rychlostí uprostřed pracovního zdvihu pístu a nulovou rychlostí v horní a dolní úvrati.[4] Naměřené hodnoty jsou vykresleny do grafu (Obr. 2-11).



Obr. 2-11 Charakteristiky tlumiče (F-z) a (F-v) [15]

2.4.3 Charakteristika (F-z)

Tlumicí síla obvykle není závislá na poloze pístu, tzn. tlumič tlumí konstantně v celé oblasti svého zdvihu. Tato charakteristika může poskytnout lepší přehled o jednotlivých aspektech tlumiče. Přehledně znázorňuje vliv dynamického i statického tření, asymetrický cyklus i případné zavzdušnění.[4] Na obrázku (Obr. 2-11) je znázorněné propojení mezi jednotlivými charakteristikami.[15]

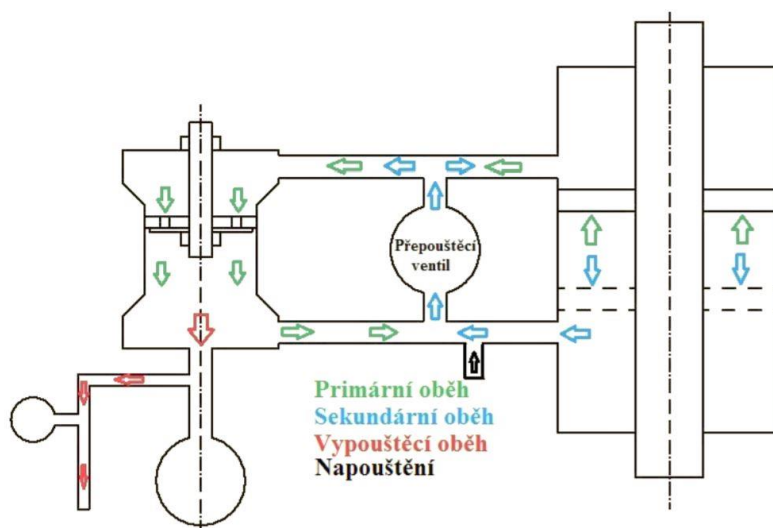
2.4.4 Samostatné testování ventilů

Pro samostatné měření ventilů tlumiče nelze využít zmíněný přístroj uvedený v kapitole 2.4.1. Změřit konkrétní ventil přímo v tlumiči může být komplikované. Do tlumiče je obtížné namontovat měřicí senzory, zvláště pak u dvouplášťových tlumičů, kde je to téměř nemožné. Senzor lze pohodlně umístit do víka tlumiče, ale z informace o tlaku v jednom místě toho nelze moc určit. Ve většině případů je tedy nutné navrhnout přípravek, kde bude možné provést měření před i za ventilem. Ventily tlumičů však nabývají různých tvarů a velikostí. Je tedy kladen důraz na to, aby bylo zařízení univerzální a bylo v něm možné testovat co možná největší spektrum ventilů.

Zařízení na obrázku (Obr. 2-12) je určené pro zkoumání kavitace. V přípravku je upnut jeden ventil, přes který je pumpován olej. Přípravek má průhledná víka, díky kterým lze zaznamenávat dění za ventilem vysokorychlostní kamerou. Hydraulický okruh (Obr. 2-13) je uzavřený a je napojen na napouštěcí a vypouštěcí obvod. Při napouštění okruhu je třeba dbát na správné odvzdušnění, ke kterému slouží sada odvzdušňovacích ventilů v horní části okruhu.[14]



Obr. 2-12 Přípravek pro zkoumání kavitace [14]



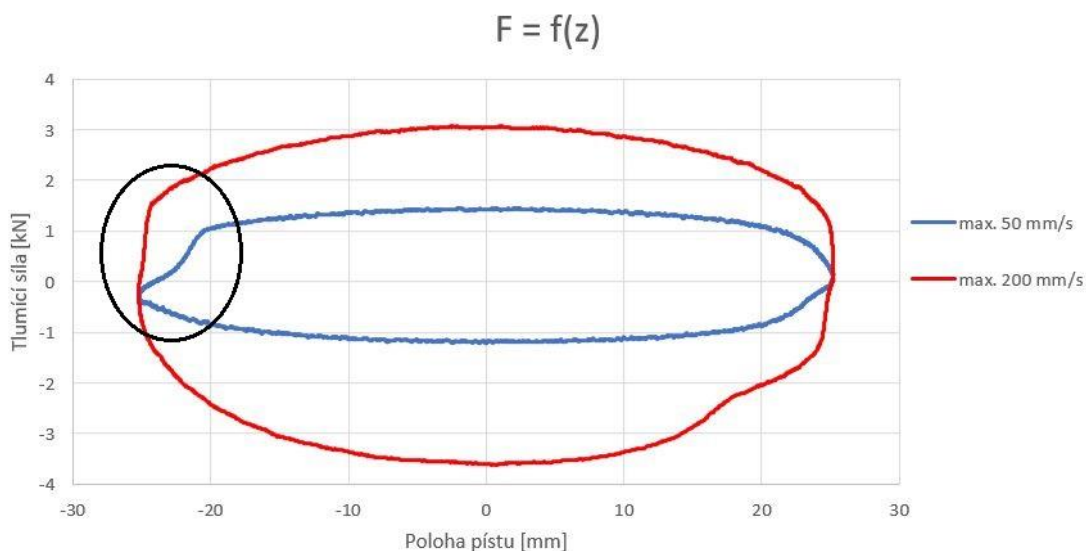
Obr. 2-13 Hydraulický obvod přípravku [14]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

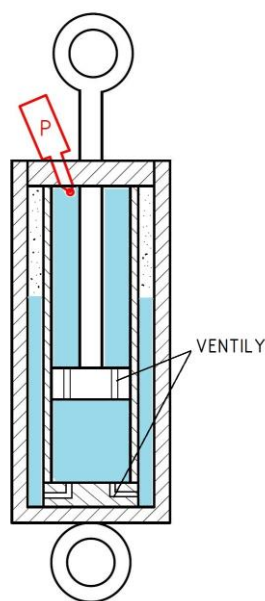
Při návrhu konstrukce tlumiče je kladen důraz na eliminaci rušivých elementů, které znemožňují souvislé působení tlumící síly při zatěžování. Než se přistoupí k sériové výrobě daného tlumiče, je většinou vyrobeno a následně upraveno značné množství prototypů, které odhalí úskalí, se kterými je nutné se vypořádat. Jak bylo v druhé kapitole popsáno, stěžejní částí jsou ventily. Mají největší podíl na správné funkci tlumiče, a tak je logické, že velké množství nedostatků se dá eliminovat jejich přesným nastavením. V typickém dvouplášťovém tlumiči se ovšem ventilů nachází hned několik. Navzájem se ovlivňují a společně se podílí na celkovém tlumícím efektu. Při testování jednotlivých prototypů, pomocí metod zmíněných v rešerši, může být velmi složitý problém správně lokalizovat. Měřicí přístroje a vykreslené charakteristiky nám totiž ukazují pomyslný „výsledek“, který je součtem vlivů všech ventilů, které tlumič obsahuje.

Při měření charakteristik dvouplášťového tlumiče P80 vyráběného firmou Strojárna Oslavany bylo zjištěno, že tlumič funguje správně až při vyšších rychlostech. U nižších rychlostí naměřené hodnoty ukazovaly značně nesouvislý průběh tlumící síly (Obr. 3-1).

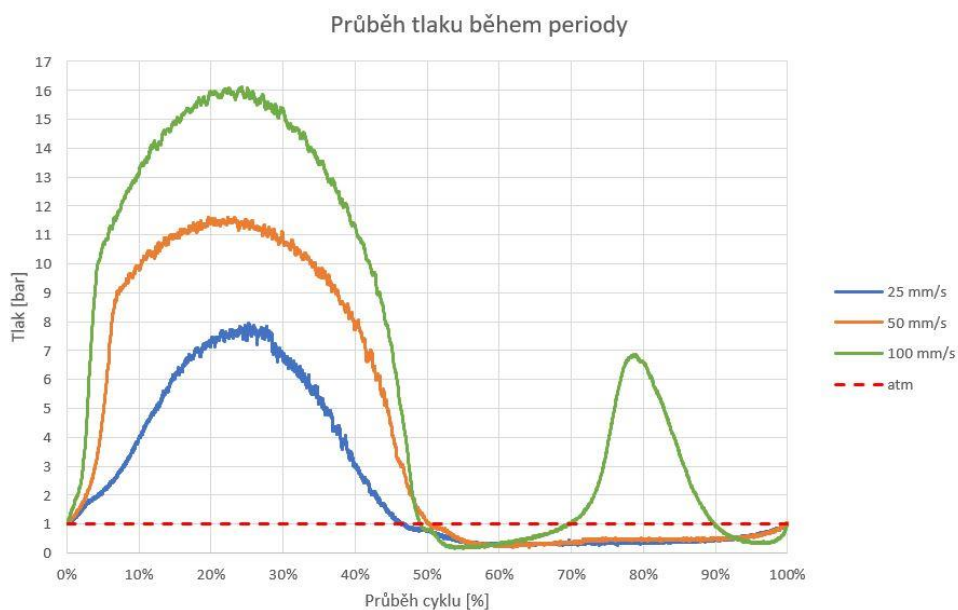


Obr. 3-1 Charakteristika (F-z) pro různé rychlosti zatěžování

Při snaze zjistit příčinu této nesouvislosti byl do matice tlumiče namontován tlakový senzor (Obr. 3-2), který snímal tlak v extenzní komoře nad pístem. Z naměřených dat byl vykreslen průběh tlaku během jednoho kmitu. Z grafu na obrázku (Obr. 3-3) vyplývá, že nepřesné nastavení ventilů způsobuje silný podtlak v komoře nad pístem během komprese (50 – 100% cyklu). Lze samozřejmě upravit útlum ostatních ventilů tak, aby k podtlaku docházelo méně. V tom případě se změní i výsledné tlumení, jelikož nelze jednoznačně určit, jakým dílem se jednotlivé ventily na tlumení podílejí. Mimo to je časté rozebírání tlumiče časově velmi náročné.



Obr. 3-2 Měření tlaku v komoře nad pístem



Obr. 3-3 Průběh tlaku během jednoho kmitu

Ze všech těchto důvodů vyvstává potřeba měřit jednotlivé ventily zvlášť, tedy mimo tlumič. Aby to bylo možné, je potřeba navrhnout přípravek, ve kterém by se dalo realizovat měření veličin, ze kterých lze přesně vyvodit chování ventilu v tlumiči a urychlí proces vývoje. Uvažuje se, že by přípravek mohl být užitečný i pro sériovou výrobu. Jednotlivé ventily by se ladily zvlášť a po namontování do tlumiče by se pouze ověřila jejich správná funkce.

3.2 Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je návrh konstrukce přípravku, ve kterém bude možné vybrané ventily upnout a analyzovat jejich vlastnosti.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- vytipování ventilů, které bude možné v zařízení testovat,
- návrh hydraulického obvodu, který bude nutit olej téct přes zkoumaný ventil,
- výběr senzorů pro měření veličin nezbytných k ověření funkce ventilu
- návrh univerzálního přípravku pro vytipované ventily (obal, ve kterém bude ventil upnut a pozorován).

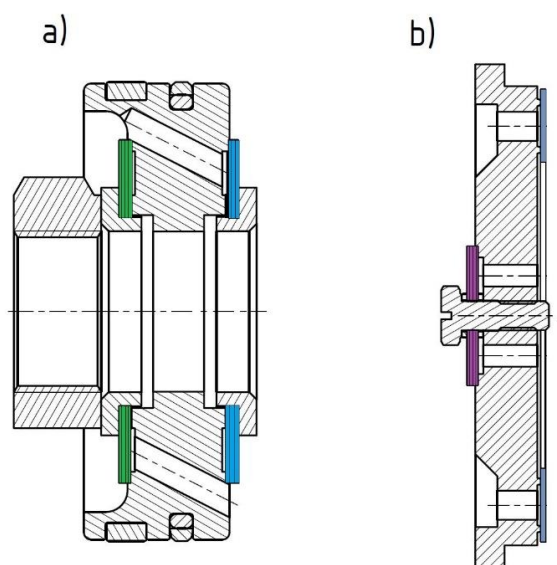
4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

4.1 Ventily vybrané pro měření

Prvním krokem je určení ventilů, na které budeme při měření cílit. Pro tuto práci byly vybrány ventily tlumičů P8 a P80 vyráběné firmou Strojírna Oslavany.[16] Při měření tyto modely v původní konfiguraci vykazují nesprávný průběh tlumicí síly. Analýza jednotlivých ventilů by mohla pomoci upravit konfiguraci tak, aby k rušivým jevům nedocházelo.

4.1.1 Model P8

Jedná se o dvouplášťový tlumič, který obsahuje celkem 4 ventily. První dvojice ventilů se nachází v pístu a druhá ve dně (Obr. 4-1). Jde o planžetové ventily, pouze zpětný ventil ve dně je tvořen ventilem diskovým. Ten se však na tlumicí síle nijak nepodílí. Základní parametry tlumiče jsou zapsány v tabulce (Tab. 4-1).



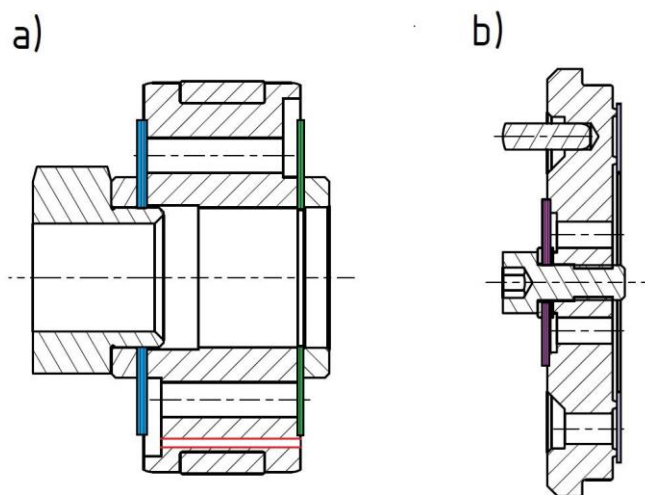
Obr. 4-1 Ventily tlumiče P8 v pístu (a) a ve dně (b)

Tab. 4-1 Parametry tlumiče P8

Tlumič P8	
Průměr pístu d_p	62,6 mm
Průměr dna d_f	69 mm
Průměr pístitnice d_r	30 mm
Maximální tlumicí síla F_t	20 kN

4.1.2 Model P80

Svojí konstrukcí je velmi podobný modelu P8. Liší se tím, že píst je navíc opatřen dýzou. Ventilů je tedy v tlumiči celkem pět (Obr. 4-2). Tři z nich jsou v pístu (z toho dva planžetové) a dva ve dně (z toho jeden zpětný diskový). Další odlišností jsou o něco menší rozměry, protože se tyto tlumiče používají pro dosažení menších tlumících sil ve srovnání s řadou P8.



Obr. 4-2 Ventily tlumiče P80 v pístu (a) a ve dně (b)

Tab. 4-2 Parametry tlumiče P80

Tlumič P80	
Průměr pístu d_p	44,6 mm
Průměr dna d_t	49 mm
Průměr pístnice d_r	20 mm
Maximální tlumící síla F_t	10 kN

4.2 Přínos přípravku pro měření kavitace

Přípravek popsáný v kapitole 2.4.4 byl navržen pro pozorování kavitace. Použitý způsob pohonu hydraulickým válcem se jeví jako velice výhodný, protože dodává dostatečný průtok oleje pod vysokým tlakem. Omezením této konstrukce je upnutí pouze jednoho ventilu. Při měření je cílem nasimulovat reálný tlumič a ten obsahuje ventilů více. Uzavřený hydraulický obvod nevyžaduje žádné zásobní nádoby a dlouhé hadice. Otevřený obvod by měl jednodušší proces odvzdušnění a umožňoval by rozdělení průtoku mezi více ventilů, což by v případě uzavřeného obvodu bylo komplikované. Vhodným konceptem je též umístění pozorovacích otvorů za ventil do oblasti s nízkým tlakem. Tyto koncepční návrhy jsou dále podrobněji popsány.

4.3 Určení základních parametrů

Pro návrh celkového zařízení je nutné znát základní parametry, které musí celá sestava splňovat. Jak bylo zmíněno, v tomto případě je důležité dodržet tlakový rozsah, ve kterém tlumič pracuje, a objemový průtok, který odpovídá běžné rychlosti pístu.

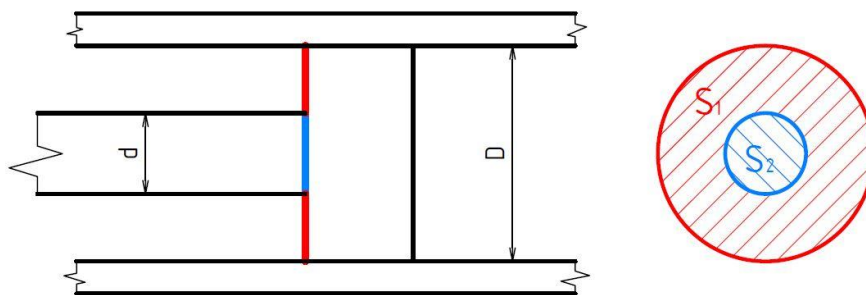
Tlak působící na ventily tlumiče je zdrojem tlumící síly. V případě, že je tlumič roztahován, olej se přepouští přes škrtkový ventil v pístu. Díky tomu, že činná plocha na horní straně pístu je menší než na straně spodní (kde není pístnice), prostor pod pístem je během roztahování tlumiče zpětným ventilem doplňován olejem ze zásobního prostoru. Činná plocha pro případ roztahování je rovna obsahu mezikruží, kde d_p je průměr pístu a d_r průměr pístnice:

$$S_1 = \frac{\pi}{4} (d_p^2 - d_r^2) \quad (1)$$

V případě stlačování tlumiče je situace složitější kvůli tomu, že jsou v součinnosti dva škrtkové ventily, na pístu a ve dně. Výsledná tlaková ztráta je dána paralelním součtem tlakových ztrát obou ventilů. Nicméně tlak v komoře pod pístem vzniká díky zanořování pístnice do prostoru válce. Pro zjednodušení se uvažuje nad pístem stejný tlak jako pod pístem. Činnou plochou pro případ stlačování je pak plocha pístnice:

$$S_2 = \frac{\pi}{4} d_r^2 \quad (2)$$

Pro výše uvedené konstrukce platí, že činná plocha tlumiče při stlačování je menší než činná plocha během roztahování. Proto je s ohledem na vnitřní tlak tlumič více namáhán při stlačování. Aby nebyly ucpávky tlumiče namáhány plným tlakem, využívá se toho, že část tlakové ztráty zajišťují ventily pístu. Tlak v prostoru nad pístem je tak o tuto ztrátu nižší než tlak pod pístem. Pro dimenzování testovacího přípravku však byla vybrána nejhorší možná situace, tzn. tlaková ztráta na pístu je nulová. Činné plochy jsou znázorněné na obrázku (Obr. 4-3).



Obr. 4-3 Činné plochy pístu

Určení maximálního pracovního tlaku tlumiče P8:

$$F_t = 20 \text{ kN}$$

$$d_r = 30 \text{ mm}$$

$$p_{max} = \frac{F_t}{S_2} = \frac{20\,000}{\frac{\pi \cdot 0,03^2}{4}} = 28,3 \text{ MPa} \quad (3)$$

Určení pracovního tlaku tlumiče P80:

$$F_t = 10 \text{ kN}$$

$$d_r = 20 \text{ mm}$$

$$p_{max} = \frac{F_t}{S_2} = \frac{10\,000}{\frac{\pi \cdot 0,02^2}{4}} = 31,8 \text{ MPa} \quad (4)$$

Pro simulaci reálného dění v tlumiči musí být zdroj schopný dodat dostatečný průtok oleje. V případě měření dvou ventilů zároveň je nutné uvažovat objemový průtok odpovídající celému průměru pístu a jeho rychlosti. Maximální předepsaná rychlost pístu se mezi modely P8 a P80 lehce liší. Tlumič P8 má předepsanou maximální rychlost $0,5 \text{ ms}^{-1}$, P80 dokonce $0,7 \text{ ms}^{-1}$. [16]

Určení objemového průtoku tlumiče P8:

$$d_p = 62,6 \text{ mm}$$

$$v_p = 0,5 \text{ ms}^{-1}$$

$$Q_{max} = \frac{1}{4} \pi d_p^2 v_p = \frac{1}{4} \pi \cdot 0,0626^2 \cdot 0,5 = 1,54 \text{ ls}^{-1} = 92,4 \text{ lmin}^{-1} \quad (5)$$

Určení objemového průtoku tlumiče P80:

$$d_p = 44,6 \text{ mm}$$

$$v_p = 0,7 \text{ ms}^{-1}$$

$$Q_{max} = \frac{1}{4} \pi d_p^2 v_p = \frac{1}{4} \pi \cdot 0,0446^2 \cdot 0,7 = 1,1 \text{ ls}^{-1} = 66 \text{ lmin}^{-1} \quad (6)$$

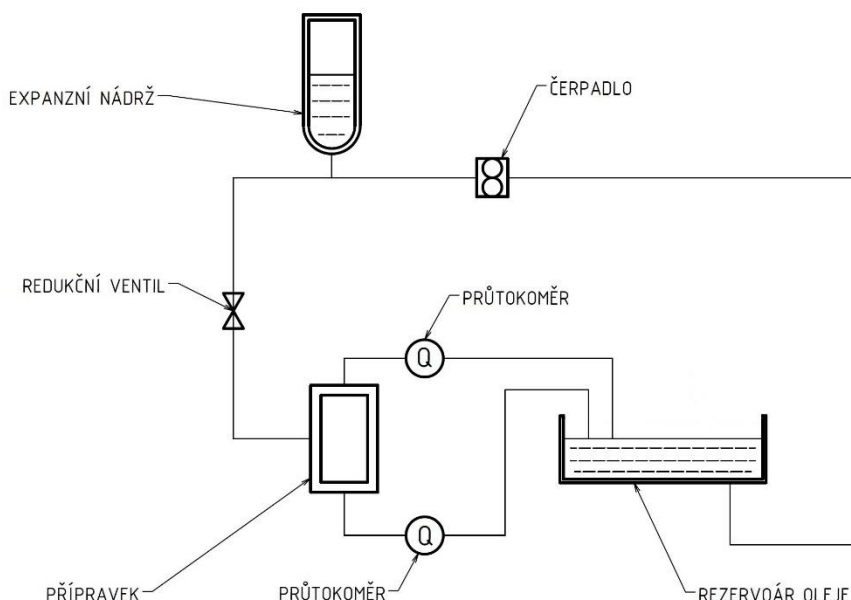
Čerpadlo, které by bylo schopné dodat téměř 100 l/min pod tlakem 32 MPa by bylo velké a drahé. Z tohoto důvodu byla navržena alternativní varianta pohonu hydraulickým válcem. Obě možnosti jsou popsány v následující kapitole.

4.4 Návrh hydraulického obvodu

Hydraulický obvod, který bude přípravek zásobovat olejem musí být schopen simulovat dění v reálném tlumiči. Součástí obvodu musí být i měřicí senzory umístěné tak, aby nezkrášlovaly naměřené hodnoty. Jelikož oba tlumiče jsou sestavovány za atmosférického tlaku, výtok z přípravku může být vyveden do zásobní nádoby s otevřenou hladinou a tlakovou ztrátu ventilu počítat jako přetlak v přípravku oproti tlaku atmosférickému.

4.4.1 Pohon čerpadlem

Zdrojem tlaku je možné zvolit olejové čerpadlo. Pro dosažení plného tlakového rozsahu se nabízí použití čerpadel zubových nebo pístových. Tato čerpadla zvládnou vyprodukovat velmi vysoký tlak, ale obecně mají nízký průtok. Proto byla do obvodu navržena vysokotlaká expanzní nádrž, která dokáže po krátkou dobu měření kompenzovat nízký průtok čerpadla. Schéma obvodu je na obrázku (Obr. 4-4).

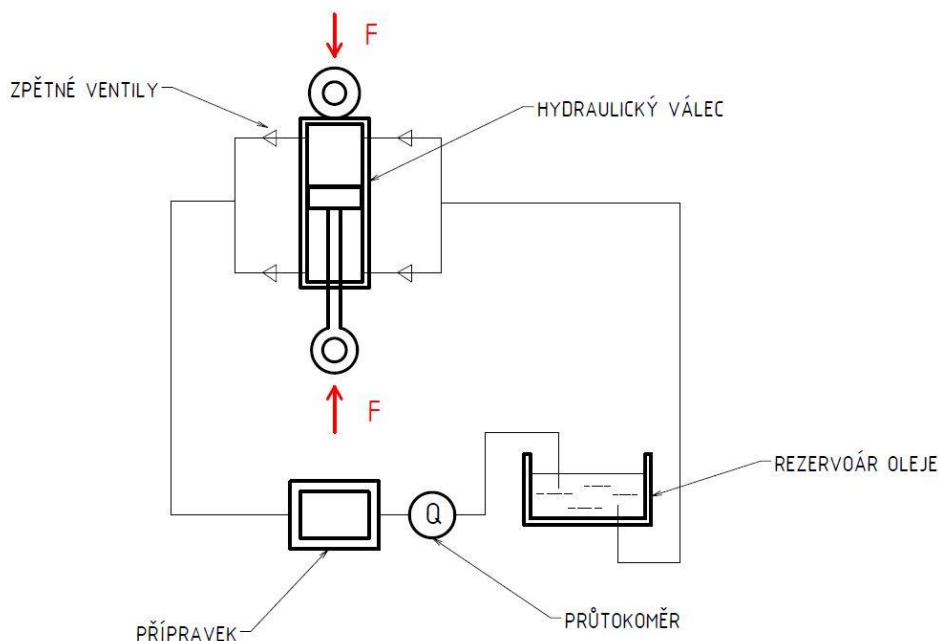


Obr. 4-4 Schéma obvodu s čerpadlem

Redukční ventil slouží k nastavení průtoku, případně k uzavření obvodu. Porovnáním hodnot odečtených z obou průtokoměrů lze vyvodit, jakým dílem se objemový průtok dělí mezi ventily. Tlakový senzor je součástí samotného přípravku. Pořizovací cena čerpadla a dalších komponent je však velmi vysoká a pokud firma podobný obvod v provozu nemá, je výhodnější využít prostředků, kterými již firma disponuje.

4.4.2 Pohon hydraulickým pístem

Testování tlumičů se standardně provádí pomocí zmíněných hydraulických pulzátorů. Toto zařízení lze využít jako zdroj síly, která pohybuje hydraulickým válcem a za pomoci zpětných ventilů pumpuje olej do přípravku. Při použití odpovídajícího válce není problém dosáhnout požadovaných tlaků i průtoků. Navíc se dá chod přístroje přesně programovat, a tak dosáhnout různého průběhu tlaku v čase. Schéma obvodu je na obrázku (Obr. 4-5).



Obr. 4-5 Schéma obvodu s hydraulickým válcem

Hlavní výhodou je, že není potřeba žádný redukční ventil, expanzní nádrže ani čerpadlo. V případě, že firma má k dispozici hydraulický pulzátor pro standardní měření tlumičů, je tato varianta značně levnější než pořizovat drahé čerpadlo.

4.4.3 Porovnání obvodů

Pro vývojové účely a testování přípravku je výhodnější použití hydraulického válce, jelikož je nízká počáteční investice. Pokud by firma chtěla sériově měřit každý vyrobený ventil, bylo by nutné čerpadlo pořídit, protože měřicí hydraulický pulzátor nelze jako zdroj síly dlouhodobě využívat. Na samotnou konstrukci měřicího přípravku však způsob pohonu nemá vliv, takže varianty lze i střídat.

4.4.4 Stanovení tlakové ztráty hydraulické hadice

Pro přívod oleje do přípravku je nutné použít hydraulickou hadici dimenzovanou pro požadovaný pracovní tlak 32 MPa. Byla vytipována hadice výrobce HABERKORN SuperPac SPC3 – semperit [17] o jmenovitém průměru $\frac{3}{4}$ " s pracovním tlakem do 375 bar. Hadice je zakončená koncovkou se závitem G 1".

Olej, který je v tlumiči, jehož ventily budeme měřit, musí být použit také v přípravku, jinak by měření nebylo relevantní. Jedná se o olej italské firmy Benelli, označení SPRINTER SY HVI ZF 15. Všechny základní parametry pro výpočet jsou uvedené v tabulce (Tab. 4-3).[18]

Tab. 4-3 Parametry pro výpočet tlakové ztráty hadice [18]

Parametry pro výpočet	
Vnitřní průměr hadice d_h	19,5 mm
Hustota ρ_{ol} (20°C)	834 kgm ⁻³
Kinematická viskozita ν_{ol} (40°C)	16,1·10 ⁻⁶ m ² s ⁻¹

Pro zjištění tlakové ztráty hadice je nutné nejprve určit střední rychlost proudění oleje:

$$v_{st} = \frac{4Q_{max}}{\pi \cdot d_h^2} = \frac{4 \cdot 1,54 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,0195^2} = 5,16 \text{ ms}^{-1} \quad (7)$$

Ze známé rychlosti, průměru hadice a kinematické viskozity určíme Reynoldsovo číslo, které je pro hadici s kruhovým průřezem rovno:

$$Re = \frac{v_{st} d_h}{\nu_{ol}} = \frac{5,16 \cdot 0,0195}{16,1 \cdot 10^{-6}} = 6249 \quad (8)$$

Pro proudění v kruhové trubce je kritická hodnota Reynoldsova čísla rovna $Re_k = 2000 - 2300$. Lze tedy předpokládat, že při maximálním průtoku oleje hydraulickou hadicí bude pozorován přechodový nebo turbulentní režim proudění.

Pro určení tlakové ztráty hydraulické hadice je nejprve nutné stanovit měrnou ztrátovou energii. Celková měrná ztrátová energie hadice se skládá s příspěvků od délkových a místních ztrát. Pro případ hydraulické hadice, kterou lze považovat za hydraulicky hladké potrubí bez ventilů, ostrých kolen a dalších prvků lze příspěvky od místních ztrát zanedbat.

Měrnou ztrátovou energii vztaženou k délkovým ztrátám lze stanovit z Weisbachova vztahu jako:

$$Y_z = \xi_l \frac{v_{st}^2}{2} \quad (9)$$

Ztrátový součinitel ξ_l je pro délkové třecí ztráty roven:

$$\xi_l = \lambda \frac{L}{d_h} \quad (10)$$

Určení koeficientu tření λ je závislé na drsnosti povrchu hadice a režimu proudění. Pro hadici kruhového průřezu, kterou můžeme považovat za hydraulicky hladké potrubí, je hodnota součinitele závislá pouze na Reynoldsově číslu a nikoliv na relativní drsnosti potrubí.

Pro hodnoty Reynoldsova čísla Re v intervalu $Re_k - 80\,000$ lze koeficient tření určit vztahem:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{6249}} = 35,6 \cdot 10^{-3} \quad (11)$$

Celkovou tlakovou ztrátu pro 1 m délky hadice získáme vynásobením měrné ztrátové energie (9) hustotou kapaliny:

$$\Delta p_h = \frac{\lambda}{d_h} \cdot \frac{v_{st}^2}{2} \cdot \rho = \frac{35,6 \cdot 10^{-3}}{0,0195} \cdot \frac{5,16^2}{2} \cdot 834 = 20,3 \text{ kPa} \cdot \text{m}^{-1} \quad (12)$$

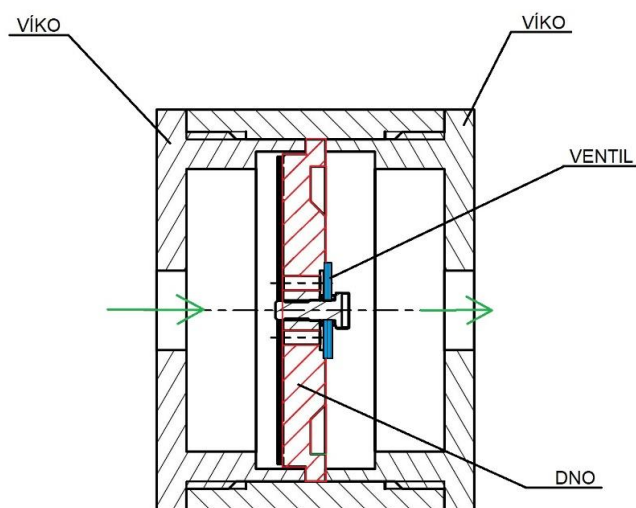
Tlaková ztráta bude pravděpodobně vyšší kvůli přítomnosti místních ztrát vlivem použitých šroubení. Prázdný přípravek bez ventilu bude také zdrojem tlakové místní ztráty. Tyto hydraulické ztráty lze však přesně změřit na reálném přípravku a výsledné hodnoty následně odpovídajícím způsobem korigovat. Vypočtená tlaková ztráta hydraulické hadice slouží k odhadnutí potřebného průměru hadice. Vypočtená hodnota je ve srovnání s tlakovou ztrátou škrtícího ventilu zanedbatelná. Při použití hadice o menším průměru $\frac{1}{2}$ " však rychlost při stejném průtoku dosahuje hodnoty 11 ms^{-1} a tlaková ztráta je téměř $1,4 \text{ bar m}^{-1}$.

4.5 Upnutí ventilu

Způsob upnutí ventilu je základním problémem přípravku. Upnutí musí být pevné, aby vydrželo vysoký pracovní tlak, ale zároveň musí být snadno a rychle rozebíratelné. Pro splnění těchto požadavků byly navrženy tyto dvě základní koncepční řešení.

4.5.1 Koncepční návrh č.1

U prvního návrhu byl kladen důraz především na jednoduchost. Dno nebo píst tlumiče, je vložen do trubky a následně oboustranně sevřen bočními víky. Víka mají otvor pro připojení hadice hydraulického obvodu. Tlakový i průtokový senzor je umístěn na vtokové hadici. Při spuštění čerpadla začne olej protékat skrze měřený ventil do zásobní nádrže. Schéma návrhu je na obrázku (Obr. 4-6). Zhodnocení kladů a záporů je uvedeno v tabulce (Tab. 4-4).



Obr. 4-6 Schéma 1. koncepčního návrhu

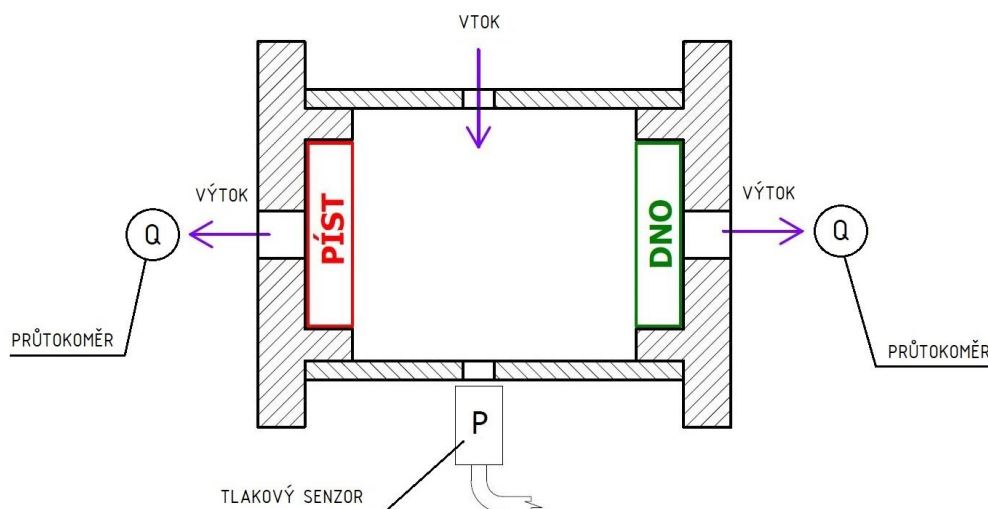
Tab. 4-4 Vyhodnocení 1. koncepčního návrhu

Vyhodnocení	
Klady	Zápory
Nízká cena	Není univerzální
kompaktnost	Umožňuje upnutí pouze jednoho ventilu
Snadná demontáž	Chybí optická kontrola
Obousměrný provoz	-
Netřeba měřit průtok	-

Hlavní přednosti tohoto řešení (cena, váha) nejsou v tomto případě zásadní. Přípravek je naprosto neuniverzální a musel by být navržen a vyroben pro každý ventil zvlášť. Díky nízké ceně by to možné řešení bylo, ovšem nevýhod má více. Kvůli vysokým pracovním tlakům není možné použít průhledné materiály (např. plexisklo), protože by bylo nutné buď drasticky omezit tlakový rozsah, nebo použít velmi silné tloušťky materiálů. Tento koncept neumožňuje upnutí dvou ventilů zároveň, což je vnímáno jako handicap především s ohledem na analýzy součinnosti ventilů.

4.5.2 Koncepční návrh č.2

Druhý návrh byl navržen s cílem dosáhnout větší univerzality a také možnosti upnutí druhého ventilu. Tělo přípravku je tvořeno trubkou, která je utěsněná oboustranně bočními víky. Ventil je upnut přímo ve víku. Tělo i víko zůstává univerzální, jelikož pro výměnu ventilů je třeba vyměnit pouze vložku, pomocí které je ventil do víka uchycen. Detailněji bude tato problematika rozebrána později. Olej nyní vtéká otvorem v plášti trubky a ven teče skrze oba měřené ventily. Tím simuluje skutečnou konfiguraci ventilů v tlumiči (Obr. 4-7). V případě, že bude požadavek na měření pouze jednoho ventilu, druhé víko se jednoduše zaslepí.



Obr. 4-7 Schéma 2. koncepčního návrhu

Tlakový senzor umístěný v plášti snímá tlak v trubce. Díky průtokoměrům, které jsou umístěné na obou hadicích výtoku lze také přesně určit podíl oleje, který protéká každým ventilem. To může být důležitá při řešení např. zmíněného podtlaku nad pístem při kompresi. U tohoto provedení lze také zajistit optickou kontrolu ventilu pomocí průhledného krytu, protože za ventilem už bude tlak nízký. Zhodnocení kladů a záporů je uvedeno v tabulce (Tab. 4-5).

Tab. 4-5 Vyhodnocení 2. koncepčního návrhu

Vyhodnocení	
Klady	Zápory
Umožňuje upnutí dvou ventilů zároveň	Vyšší výrobní náklady
Srovnání jednotlivých průtoků	Větší rozměry a hmotnost
Snadná optická kontrola	-
Snadná výměna planžet	-

Oproti prvnímu návrhu se jedná o složitější a dražší variantu. Nejedná se ale o sériově vyráběný produkt, nýbrž o vývojové zařízení, které má být vyrobeno v jednotkách kusů. Toto řešení tedy bylo pro mnohé výhody upřednostněno.

4.6 Vybrání měřicích senzorů

4.6.1 Senzor pro měření tlaku

Tlakový senzor je umístěn v plášti trubky a měří tlak uvnitř. Musí být dimenzovaný pro tlakový rozsah alespoň do 35 MPa. Cena přesných senzorů se může pohybovat v desítkách tisíc korun, je proto nutné brát na zřetel také pořizovací cenu. Přesnost měření je zásadně ovlivněna frekvencí, jakou je senzor schopen zaznamenávat měřené hodnoty. Na základě těchto zmíněných parametrů byly vytipované senzory posuzovány v tabulce (Tab. 4-6).

Pro přípravek byly vytipovány tyto senzory:

- IFM PT9550 [19]
- IFM PL5400 [20]
- Hennlich SD-40 400 [21]

Tab. 4-6 Posouzení vhodných tlakových senzorů

Parametry	IFM PT9550	IFM PL5400	Hennlich SD-40 400
Rozsah měření	0 – 400 bar	0 – 400 bar	0 – 400 bar
Odezva	8 ms	2 ms	< 1 ms
Připojovací závit	G ¼"	G ¼"	G ½"
Výstup	analogový	analogový	analogový
Cena	3 545,- Kč	6 412,- Kč	8 251,- Kč

Z těchto byl vybrán senzor **Hennlich SD-40 400**. Oproti levnějším variantám má násobně rychlejší odezvu signálu. Zatímco vzorkovací frekvence levnějších senzorů odpovídá cca 125 Hz až 500 Hz, tento model zaznamenává hodnoty s frekvencí okolo 1000 Hz.

4.6.2 Senzor pro měření průtoku

Průtokoměry jsou zapojeny za ventily, takže nebudou vystaveny žádnému vysokému tlaku. Důraz je při výběru kladen na správný rozsah měření a dostatečnou vzorkovací frekvenci. Srovnání parametrů vytipovaných senzorů je uvedeno v tabulce (Tab. 4-7).

Pro přípravek byly vytipovány tyto snímače:

- BioTech FCH-CE-PA [22]
- RS Pro 511-3915 ¾ in [23]

Tab. 4-7 Posouzení vhodných průtokových senzorů

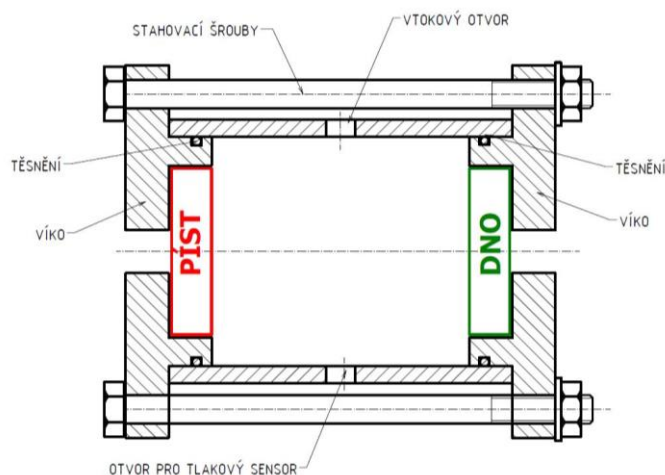
Parametry	BioTech	RS Pro
Rozsah měření	5 – 120 lmin ⁻¹	6 – 100 lmin ⁻¹
Frekvence [pulse/liter]	34	165
Připojovací závit	G 1 ¼"	G ¾"
Cena	2 471,- Kč	8 251,- Kč

Vybrán byl snímač od výrobce RS Pro. Sice je znatelně dražší, ale při relativně krátkém čase měření bude zásadní dostatečné množství zaznamenaných hodnot. Při vyšším průtoku proběhne měření v kratším časovém úseku. Je tedy upřednostněna vyšší zaznamenávací frekvence.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

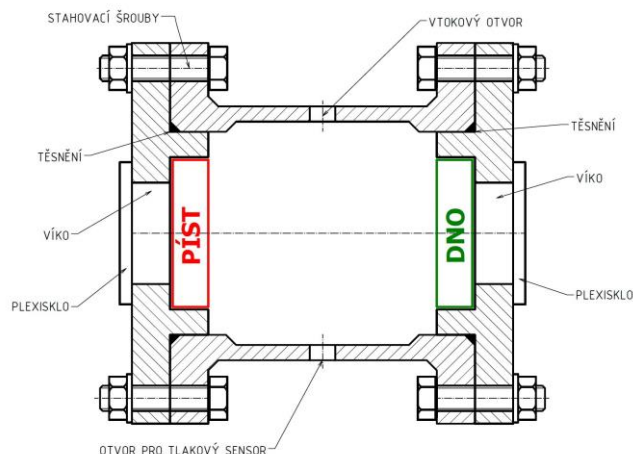
5.1 Tělo přípravku

Významným konstrukčním uzlem je způsob připevnění víka s ventilem k tělu přípravku.. Kvůli vysokým pracovním tlakům musí být šroubový spoj řádně předepnut, aby bylo zachováno těsnící sevření a nedošlo k průsaku oleje. Původně uvažované sevření trubky mezi dvě víka pomocí závitových tyčí (Obr. 5-1) bylo zavrženo s ohledem na nedostatečnou tuhost šroubů, a také zvýšené namáhání vík.

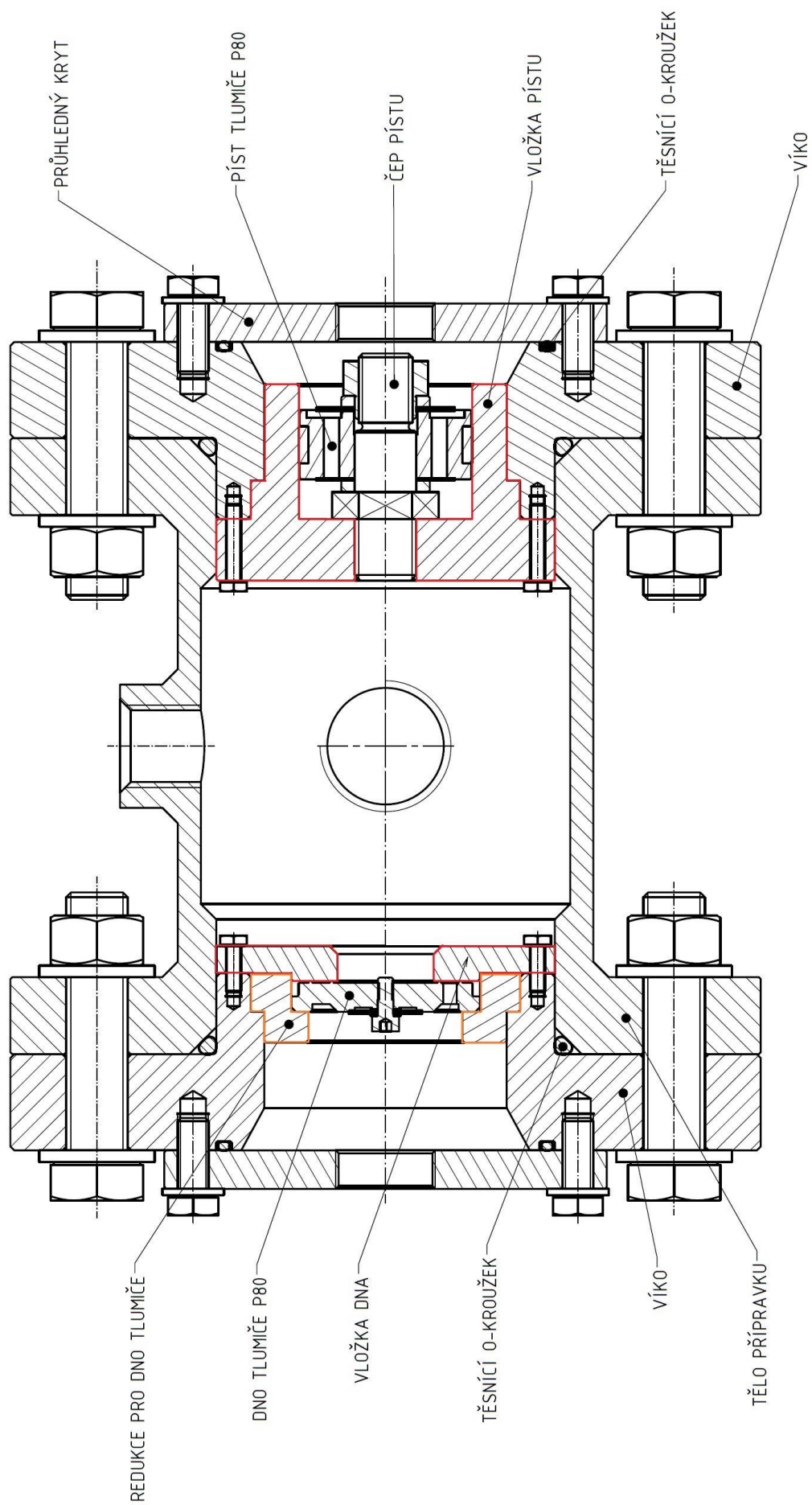


Obr. 5-1 Schéma přípravku staženého závitovými tyčemi

Pro zvýšení tuhosti byl proto zvolen přírubový spoj (Obr. 5-2). Umožňuje použít kratší šrouby a robustní přírubová čela, která svou podporou výrazně sníží namáhání víka. Tělo přípravku je tedy tvořeno svařencem. Celá sestava je znázorněná na obrázku (Obr. 5-3), barevně jsou zvýrazněny vložky, které jsou pro každý ventil originální a díky kterým je zbytek sestavy univerzální. V sestavě je znázorněné upnutí ventilů menšího tlumiče P80, kdy vložky redukuje prostor.



Obr. 5-2 Schéma přípravku staženého přírubovým spojem

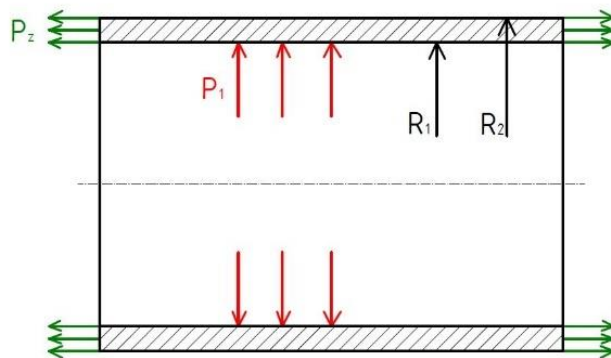


Obr. 5-3 Sestava přípravku pro ventily tlumiče P80

5.1.1 Pevnostní výpočet trubky

Trubkové tělo je základním prvkem přípravku. Tělo je tvořeno ocelovou trubkou. Lze jej pro výpočet uvažovat jako silnostěnné válcové těleso. Polotovarem je bežešvá konstrukční trubka o rozměrech 108×6 mm. Materiálem je zaručeně svařitelná konstrukční ocel S355J2H.

Uvolnění trubky:



Obr. 5-4 Uvolnění trubky

Vstupní výpočtové hodnoty:

$$\begin{aligned} P_1 &= 32 \text{ MPa} & R_e &= 355 \text{ MPa} \\ R_1 &= 48 \text{ mm} & R_m &= 470 \text{ MPa} \\ R_2 &= 54 \text{ mm} & E &= 210 \text{ GPa} \end{aligned}$$

Určení tlaku P_z :

Síla působící na víko:

$$F_z = P_1 \pi R_1^2 = 32 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,048^2 = 231\,623 \text{ N} \quad (13)$$

Působení síly na plochu mezikruží:

$$P_z = \frac{F_z}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} = \frac{231\,623}{\pi \cdot (0,054^2 - 0,048^2)} = 120,5 \text{ MPa} \quad (14)$$

Stanovení napjatosti pomocí Lamého rovnic:

$$\sigma_r = A - \frac{B}{R^2} \quad (15)$$

$$\sigma_t = A + \frac{B}{R^2} \quad (16)$$

$$\sigma_z = P_z \quad (17)$$

Určení okrajových podmínek:

$$\begin{aligned} R = R_1 \quad \sigma_r &= -P_1 \\ R = R_2 \quad \sigma_r &= 0 \text{ MPa} \\ \sigma_z &= P_z \end{aligned} \quad (18)$$

Dosazením do (15) se získá soustava rovnic:

$$\begin{aligned} -P_1 &= A - \frac{B}{R_1^2} \\ 0 &= A - \frac{B}{R_2^2} \end{aligned} \quad (19)$$

Odečtením se vyjádří vztah pro konstantu B:

$$B = \frac{-P_1 R_1^2 R_2^2}{R_1^2 - R_2^2} = \frac{-32 \cdot 10^6 \cdot 0,048^2 \cdot 0,054^2}{0,048^2 - 0,054^2} = 351\,292 \text{ N} \quad (20)$$

Z (19) vyplývá vztah pro A:

$$A = \frac{B}{R_2^2} = \frac{351\,292}{0,054^2} = 120,5 \text{ MPa} \quad (21)$$

Dosazením do rovnic (15), (16) a (17) lze vypočítat napětí pro vnitřní a vnější průměr trubky.

Pro vnitřní průměr:

$$\sigma_{r1} = A - \frac{B}{R_1^2} = 120,5 \cdot 10^6 - \frac{351\,292}{0,048^2} = -32 \text{ MPa} \quad (22)$$

$$\sigma_{t1} = A + \frac{B}{R_1^2} = 120,5 \cdot 10^6 + \frac{351\,292}{0,048^2} = 273 \text{ MPa} \quad (23)$$

$$\sigma_z = P_z = 120,5 \text{ MPa} \quad (24)$$

Určení hlavních napětí:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= 273 \text{ MPa} \\ \sigma_2 &= 120,5 \text{ MPa} \\ \sigma_3 &= -32 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (25)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 = 273 + 32 = 305 \text{ MPa} \quad (26)$$

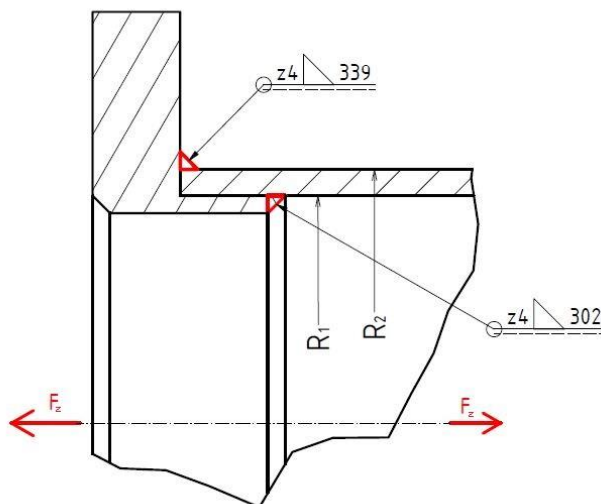
Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti:

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{355}{305} = 1,16 \quad (27)$$

Nižší bezpečnost je předpokládána na vnitřním průměru. Není tedy nutné počítat bezpečnost na průměru vnějším, jelikož bude zaručeně vyšší.

5.1.2 Pevnost svarů příruby

Příruby jsou k trubce přivařeny sváry po celém obvodu trubky, a to jak vnějším, tak vnitřním. Materiál příruby je volen stejný, jako u trubky, tedy konstrukční ocel S355J2H. Byl navržen koutový svár se stranou odvěsny $z = 4$ mm (Obr. 5-5). Svár je namáhán čelně, tedy způsobem, kdy síla působí kolmo na délku svaru. Je namáhán silou, kterou pracovní tlak v přípravku působí na plochu vnitřního průměru trubky. Dva sváry budou pro výpočet nahrazeny jedním o odpovídající součtové délce. Po zhotovení svařence je nutné jej vyžít ke snížení vnitřního pnutí a následně podrobit tlakové zkoušce pro odhalení případných trhlin.



Obr. 5-5 Zatěžování koutových svarů příruby

Vstupní výpočtové hodnoty:

$F_z = 231\,623$ N	$z = 4$ mm
$R_1 = 48$ mm	$l_1 = 302$ mm
$R_2 = 54$ mm	$l_2 = 339$ mm
$R_e = 355$ MPa	$k_{min} = 1,5$

Určení maximálního dovoleného napětí:

$$\tau_D = \alpha_\tau \frac{R_e}{k_{min}} \quad (28)$$

Určení převodního součinitele svarového spoje α_τ (koutový svár čelně zatížený) [24]:

$$\alpha_\tau = 0,75 \quad (29)$$

Dosazením do rovnice (28) se vypočte maximální dovolené napětí:

$$\tau_D = 0,75 \cdot \frac{355}{1,5} = 177,5 \text{ MPa} \quad (30)$$

Výpočet napětí ve sváru:

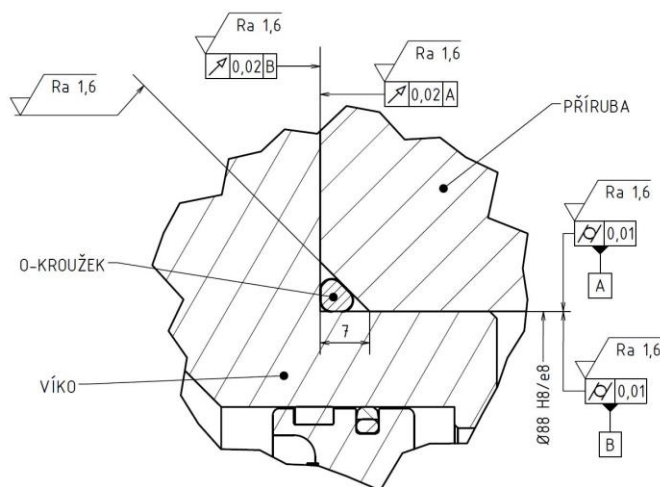
$$\tau = \frac{1,414F}{z(l_1 + l_2)} = \frac{1,414 \cdot 231\,623}{0,004 \cdot (0,302 + 0,339)} = 127,8 \text{ MPa} \quad (31)$$

Napětí je menší než dovolené napětí, tedy je minimální bezpečnost splněna. Bezpečnost je pak:

$$k = \frac{\alpha_\tau R_e}{\tau} = \frac{0,75 \cdot 355}{127,8} = 2,1 \quad (32)$$

5.1.3 Těsnění

Utěsnění víka je realizováno O-kroužkem, který je víkem přitlačen do zkosení na přírubě trubky (Obr. 5-6). Pro toto těsnění byl zvolen O-kroužek 85×5 mm z materiálu NBR (Nitrile butadien rubber) tvrdosti 90 ShA pro statické zatížení. Tento materiál je vhodný pro hydraulické oleje.

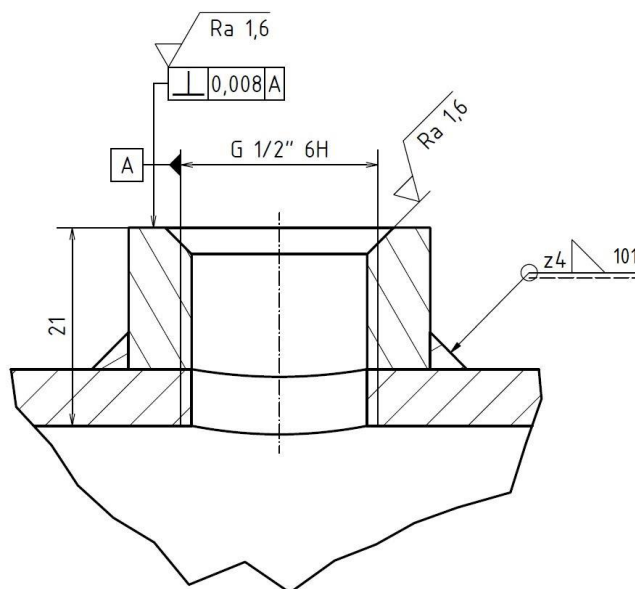


Obr. 5-6 Uložení těsnícího O-kroužku

Zástavbový prostor je tvořen zkosením pod úhlem 45° s délkou 7 mm. Uložení víka v přírubě bylo zvoleno s vůlí H8/e8 pro snadnou montáž i demontáž. Předepsaná drsnost povrchu Ra_{max} je $1,6 \mu\text{m}$ na všech styčných plochách O-kroužku. Jsou také předepsány geometrické tolerance čelního házení odpovídající dané drsnosti povrchu. Na válcových plochách víka i příruby jsou předepsány tolerance válcovitosti odpovídající navrženému uložení. Konkrétní tolerance jsou dostupné ve výkresové dokumentaci.

5.1.4 Závit pro tlakový senzor a přívod oleje

Vybraný tlakový snímač je připojen závitem $G \frac{1}{2}"$ a má být umístěný v plášti trubky. Na plášť je v místě připojení navařena kulatina stejného materiálu S355J2H. Kulatina je přivařena koutovým svárem. Následně je provrtána průchozí díra dovnitř trubky a obroben závit $G \frac{1}{2}"$ (Obr. 5-7). Závit je utěsněn O-kroužkem pod dosedací plochou snímače. Z toho důvodu musí být předepsány odpovídající tolerance a drsnosti povrchu. Konkrétní tolerance jsou dostupné ve výkresové dokumentaci.

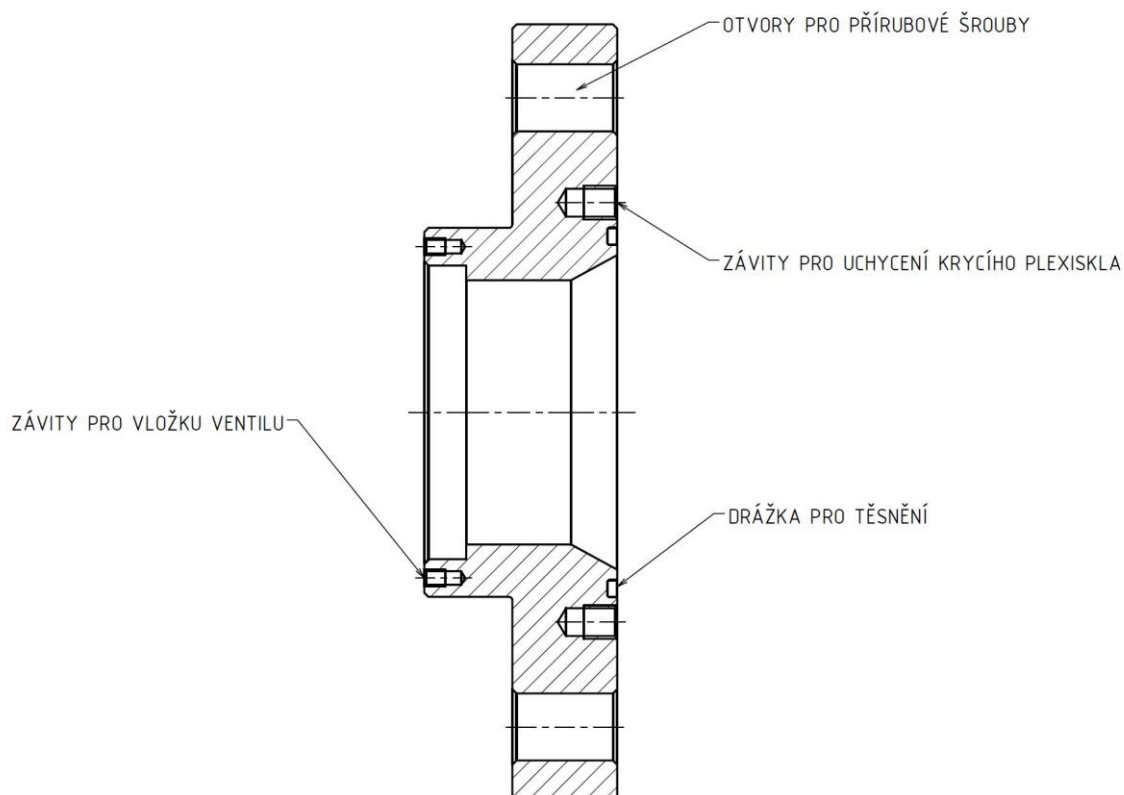


Obr. 5-7 Závit pro tlakový senzor

Přívod oleje do přípravku je řešen stejným způsobem. V místě přívodu je na tělo přípravku přivařena kulatina, do které je následně vyvrtána díra a obroben závit $G 1"$. Pomocí našroubované spojky je napojena hydraulická hadice, která přívod oleje zajišťuje.

5.2 Konstrukce víka

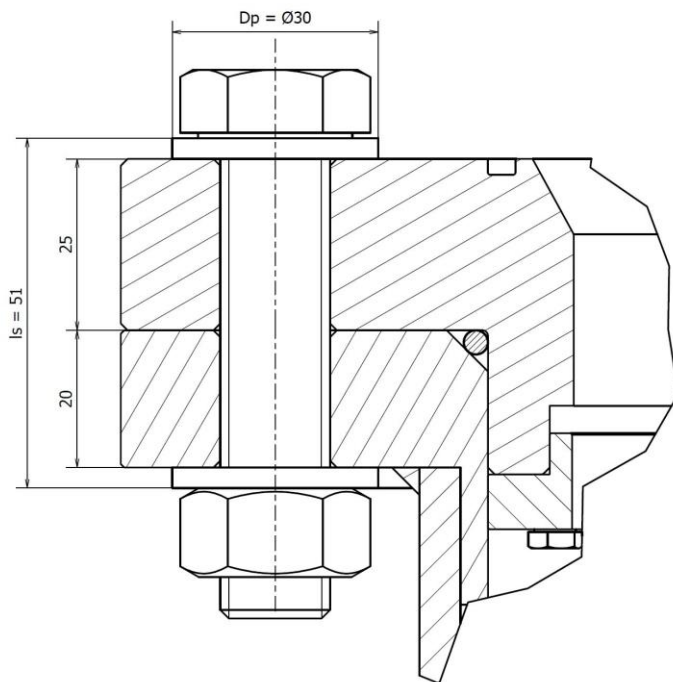
Víko je nejdůležitější částí přípravku (Obr. 5-8). Jak bylo již popsáno, je šrouby pevně přitažené k tělu přípravku. Šroubové sevření musí vydržet požadovaný tlak. Při zániku sevření by došlo k vytečení oleje. Ventily jsou uchyceny pomocí vložky připevněné šrouby z vnitřní strany víka. Díky tomu je víko univerzální a lze do něj upnout jakýkoli ventil s pasující vložkou. Za ventilem je průhledný kryt s odtokovým otvorem. Tlak v těchto místech je blízký atmosférickému a je možné použít kryt z plexiskla. Tím je dosaženo optické kontroly ventilu. Kryt je utěsněn O-kroužkem v čele víka.



Obr. 5-8 Konstrukce víka přípravku

5.2.1 Návrh šroubového spoje

Víko musí zajistit dokonalé utěsnění celého přípravku. Přírubové šrouby svým předpětím toto sevření zajišťují. Je nutné výpočtem zjistit, jakým momentem utáhnout šrouby, aby zůstalo sevření zachováno a nedošlo k plastické deformaci šroubů, ani ostatních součástí. Pro spoj byly navrženy šrouby M16 pevnostní řady 8.8.



Obr. 5-9 Schéma šroubového spoje příruby

Vstupní hodnoty:

$$d_s = 16 \text{ mm}$$

$$E = 210 \text{ GPa}$$

$$D_{in} = 88 \text{ mm}$$

$$A_s = 157 \text{ mm}^2$$

$$l_s = 51 \text{ mm}$$

$$\alpha_k = 30^\circ$$

$$d_2 = 14,7 \text{ mm}$$

$$S_p = 580 \text{ MPa}$$

$$f = f_0 = 0,15$$

$$d_3 = 13,55 \text{ mm}$$

$$P_h = 2 \text{ mm}$$

$$D_p = 30 \text{ mm}$$

Výpočet tuhosti šroubu:

$$k_s = \frac{A_s E}{l_s} = \frac{157 \cdot 10^{-6} \cdot 210 \cdot 10^9}{0,051} = 646,5 \text{ kNmm}^{-1} \quad (33)$$

Pro výpočet tuhosti lze využít náhradu spojovaných součástí komolými kužely s polovičním vrcholovým úhlem 30° . Jestliže obě spojované součásti mají stejný modul pružnosti v tahu a lze je nahradit dvěma stejnými komolými kužely s podstavami otočenými proti sobě, pak je při výpočtu lze považovat jako dvě sériově řazené pružiny o stejné tuhosti.[24] Za průměr dosedací plochy D_p je uvažován průměr podložky.

Výpočet tuhosti 1. komolého kužele s polovičním vrcholovým úhlem 30°:

$$k_{p1} = \frac{0,5574 \cdot \pi E d_s}{\ln \frac{\left(1,155 \cdot \frac{l_s}{2} + D_p - d_s\right) (D_p + d_s)}{\left(1,155 \cdot \frac{l_s}{2} + D_p + d_s\right) (D_p - d_s)}} \quad (34)$$

Po dosazení vyjde:

$$k_{p1} = \frac{0,5574 \cdot \pi \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 0,016}{\ln \frac{\left(1,155 \cdot \frac{0,051}{2} + 0,03 - 0,016\right) \cdot 0,046}{\left(1,155 \cdot \frac{0,051}{2} + 0,03 + 0,016\right) \cdot 0,014}} = 9225,8 \text{ kNmm}^{-1} \quad (35)$$

Protože moduly pružnosti v tahu jsou pro oba materiály stejné, platí:

$$k_{p1} = k_{p2} \quad (36)$$

Výsledná tuhost spojovaných součástí je tedy počítána jako součet tuhostí sériově řazených pružin:

$$k_p = \frac{k_{p1} k_{p2}}{k_{p1} + k_{p2}} = \frac{9225,8^2}{2 \cdot 9225,8} = 4612,9 \text{ kNmm}^{-1} \quad (37)$$

Z vypočítaných tuhostí lze určit tuhostní konstantu spoje:

$$C = \frac{k_s}{k_s + k_p} = \frac{646,5}{646,5 + 4612,9} = 0,123 \quad (38)$$

Síla montážního předpětí je navržena, aby odpovídala polovině zkušebního napětí šroubu:

$$F_i = 0,5 S_p A_s = 0,5 \cdot 580 \cdot 157 = 45\,530 \text{ N} \quad (39)$$

Provozní zatížení jednoho šroubu při pracovním tlaku 32 MPa:

$$F_{prov} = \frac{p_{max}}{8} \cdot \frac{\pi D_{in}^2}{4} = \frac{32 \cdot 10^6}{8} \cdot \frac{\pi \cdot 0,088^2}{4} = 24\,328,5 \text{ N} \quad (40)$$

kde D_{in} je vnitřní průměr příruby, na který tlak působí.

Z tuhostní konstanty lze určit sílu při zatížení přenášenou šroubem:

$$F_s = F_i + C \cdot F_{prov} = 45\,530 + 0,123 \cdot 24\,328,5 = 48\,522,3 \text{ N} \quad (41)$$

Analogicky síla při zatížení přenášená spojovanými součástmi, tedy zároveň síla sevření:

$$F_p = F_i - (1 - C)F_{prov} = 45\,530 - (0,877) \cdot 24\,328,5 = 24\,194\text{ N} \quad (42)$$

Lze tedy určit bezpečnost vůči zániku sevření:

$$k_0 = \frac{F_i}{(1 - C)F_{prov}} = \frac{45\,530}{0,877 \cdot 24\,328,5} = 2,13 \quad (43)$$

Pro výpočet utahovacího momentu šroubu se využije vzorce pro zvedání břemene v součtu s momentem pro překonání třecí síly pod hlavou šroubu. Výsledný vzorec tedy má tvar:

$$M_{ut} = \frac{F_i d_2}{2} \left[\frac{P_h \cos \frac{\alpha_z}{2} + \pi f d_2}{\pi d_2 \cos \frac{\alpha_z}{2} - f P_h} \right] + \frac{F_i f_0 d_0}{2} \quad (44)$$

Úhel α_z je pro metrický závit 60° a součinitele smykového tření jsou zvoleny $f = f_0 = 0,15$ jako průměrné výpočtové hodnoty.[24] Hodnota d_0 je rovna průměru dosedací plochy šroubu, což je pro šroub M16 22,5 mm. Po dosazení hodnot vyjde:

$$\begin{aligned} M_{ut} &= \frac{45\,530 \cdot 0,0147}{2} \left[\frac{0,002 \cos 30^\circ + \pi \cdot 0,15 \cdot 0,0147}{\pi \cdot 0,0147 \cos 30^\circ - 0,15 \cdot 0,002} \right] + \\ &+ \frac{45\,530 \cdot 0,15 \cdot 0,0225}{2} = 149,8\text{ Nm} \end{aligned} \quad (45)$$

Pro dosažení předpětí je tedy nutné šrouby utáhnout momentem 149,8 Nm. Zbývá ověřit bezpečnost šroubu vůči meznímu stavu pružnosti při utahování, jelikož je v tu chvíli namáhán tahovou silou předpětí a zároveň kroutícím momentem. Kroutící moment je oproti utahovacímu snížen o třecí sílu pod hlavou šroubu, která šroub nenamáhá. Využije se tedy jen první část vztahu pro výpočet zvedání břemene.

$$\begin{aligned} M_k &= \frac{F_i d_2}{2} \left[\frac{P_h \cos \frac{\alpha_z}{2} + \pi f d_2}{\pi d_2 \cos \frac{\alpha_z}{2} - f P_h} \right] = \\ &= \frac{45\,530 \cdot 0,0147}{2} \left[\frac{0,002 \cos 30^\circ + \pi \cdot 0,15 \cdot 0,0147}{\pi \cdot 0,0147 \cos 30^\circ - 0,15 \cdot 0,002} \right] = 73\text{ Nm} \end{aligned} \quad (46)$$

Pro určení bezpečnosti je vypočteno redukované napětí podle podmínky plasticity HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (47)$$

Normálové napětí se určí jako:

$$\sigma = \frac{F_i}{A_s} = \frac{45\,530}{157 \cdot 10^{-6}} = 290\text{ MPa} \quad (48)$$

Pro určení smykového napětí se počítá s nejmenším průměrem šroubu d_3 . Smykové napětí se z krouticího momentu pro kruhový průřez šroubu vypočítá jako:

$$\tau = \frac{16M_k}{\pi d_3^3} = \frac{16 \cdot 73}{\pi \cdot 0,01355^3} = 149,4 \text{ MPa} \quad (49)$$

Dosazením do rovnice (47) je určeno redukované napětí.

$$\sigma_{red} = \sqrt{290^2 + 3 \cdot 149,4^2} = 388,7 \text{ MPa} \quad (50)$$

Pro určení bezpečnosti je nutné znát smluvní mez kluzu šroubu. Použité šrouby nesou označení pevnosti 8.8. Prvním číslem je udána minimální mez pevnosti ve stovkách MPa, druhým číslem pak hodnota smluvní meze kluzu vyjádřená podílem z meze pevnosti. V tomto případě je tedy mez pevnosti 800 MPa a mez kluzu je 80% meze pevnosti, tedy 640 MPa.

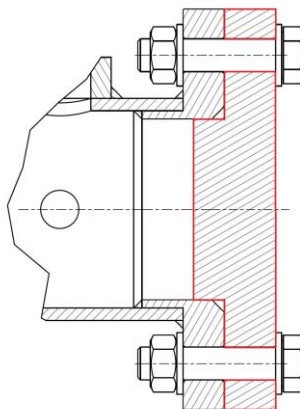
Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti při utahování šroubu lze následně určit jako:

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} = \frac{640}{388,4} = 1,65 \quad (51)$$

Výslednou bezpečnost lze považovat za dostatečnou.

5.2.2 Pevnostní kontrola víka

Při měření pouze jednoho ventilu je druhá, v tu chvíli nepotřebná, strana trubky zaslepena. K tomuto účelu je navrženo zaslepovací víko s otvory pouze pro přírubové šrouby (Obr. 5-10). Návrh bezpečné tloušťky tohoto zaslepovacího víka byl proveden s využitím pevnostní kontroly metodou konečných prvků v programu ANSYS. Cílem pevnostní kontroly bylo porovnání hodnot redukovaného napětí na zásepném víku vůči mezi kluzu konstrukční oceli S355J2H, z níž má být víko vyrobeno. Návrh komplikovanějšího modelu pro upínání ventilů byl následně odvozen od výsledků této pevnostní kontroly.



Obr. 5-10 Záslepné víko

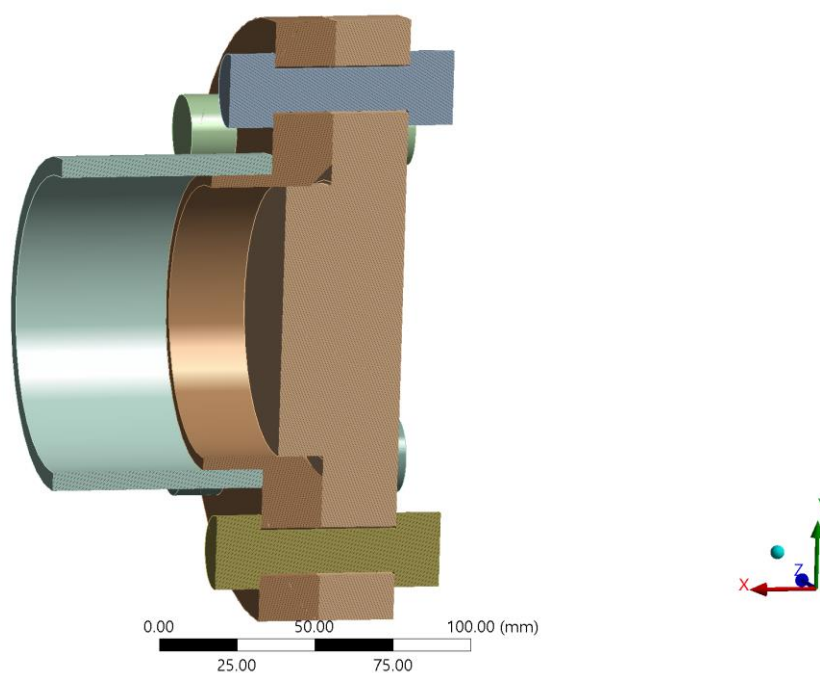
Model geometrie a materiálu

Pro výpočet byl použit zjednodušený model geometrie přípravku (Obr. 5-11). Svařenec těla přípravku je složen z trubky a příruby, která je k ní přivařena. Posuzované víko je přitaženo 8 šrouby, které byly zahrnuty do výpočtového modelu. Pevnostní kontrola byla zaměřena pouze na zaslepovací víko. Posouzení svárů a šroubových spojů nebylo součástí analýzy.

Všechny součásti jsou navrženy z oceli. Základní mechanické vlastnosti použitého materiálu byly nastaveny ve výpočtu dle tabulky (Tab. 5-1). Pro výpočet byl použit lineárně elastický model materiálu.

Tab. 5-1 Mechanické vlastnosti materiálu S355J2H

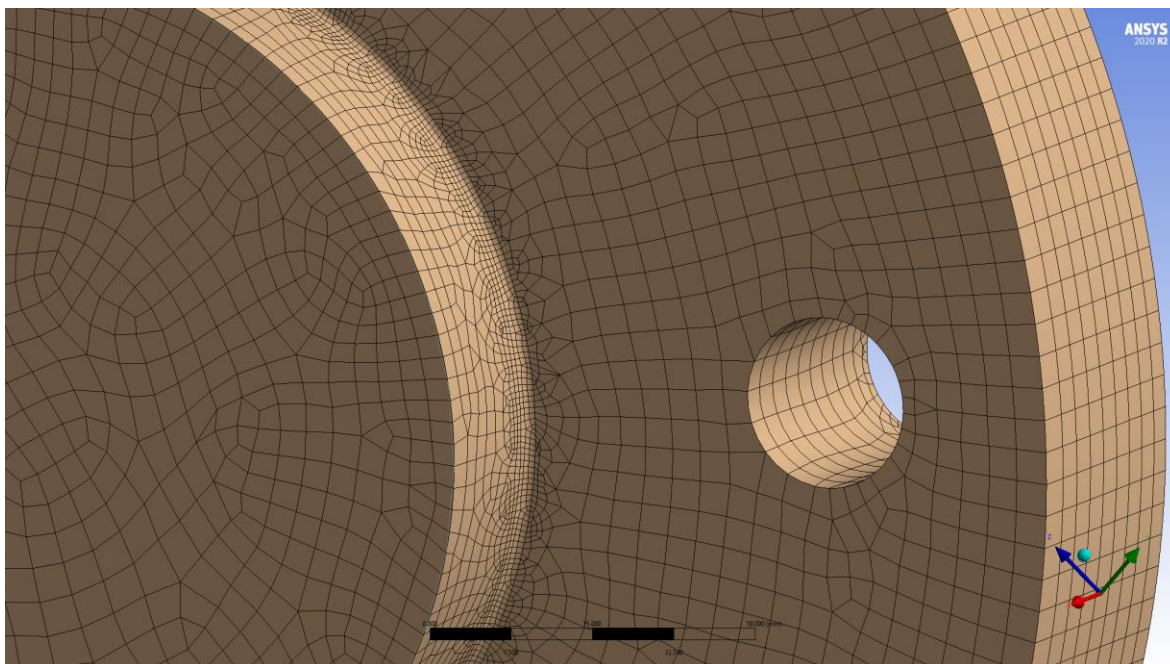
Mechanické vlastnosti materiálu S355J2H	
Hustota ρ_{oc}	7850 kgm ⁻³
Modul pružnosti v tahu E	210 GPa
Poissonovo číslo μ	0,33



Obr. 5-11 Zjednodušený model geometrie pro pevnostní kontrolu v řezu

Výpočtová síť

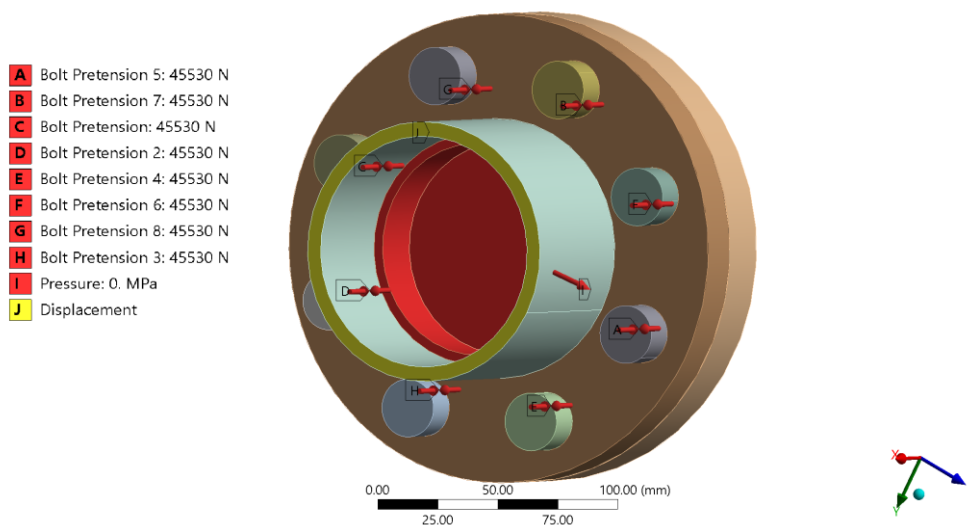
Pro výpočet byla zvolena síť z kvadratických hexahedrálních elementů. Výpočtový model se skládal přibližně z 200 000 elementů (700 000 uzlů). V místech koncentrátorů napětí, jako například rádius osazení (Obr. 5-12), byla síť zjemněna pro dosažení přesnějších výsledků.



Obr. 5-12 Zjemnění sítě v místě koncentrátoru napětí

Okrajové podmínky

Přehled všech použitých okrajových podmínek je zobrazen na obrázku (Obr. 5-13). Na plochu mezikruží trubky v myšleném řezu přípravek (vyznačeno žlutě) byly předepsány nulové posuvy UX, UY, UZ. Ve skutečnosti by se trubka v tomto řezu deformovala, ale pro analýzu víka je možné si toto zjednodušení dovolit, protože se místo nachází dostatečně daleko a napětí ve víku neovlivní. Dále bylo nastaveno předpětí všech osmi šroubů pomocí okrajové podmínky bolt pretension. Síla předpětí pro jeden šroub byla nastavena 45 530 N, v souladu s výpočtem v kapitole 5.2.1. Působení tlakového zatížení o hodnotě 32 MPa bylo nastaveno celkem na 3 plochy: na vnitřní válcovou plochu přivařeně příruby, na čelo této válcové plochy ve tvaru mezikruží a na osazení víka, které je vsunuté do příruby (vyznačeno červeně).



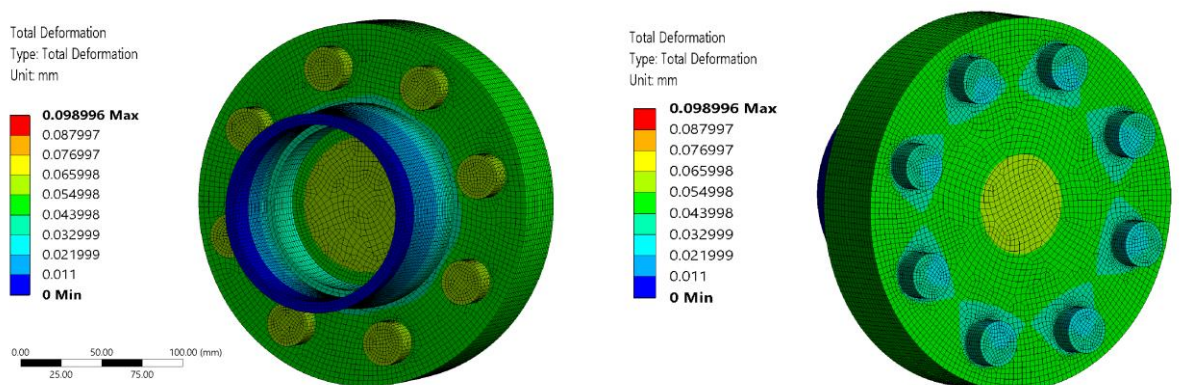
Obr. 5-13 Zobrazení okrajových podmínek

Výpočet byl realizován jako statická úloha se dvěma zatěžovacími kroky. V prvním kroku, který odpovídal montážnímu sestavení, byly předepruty šrouby. Poté byl ve druhém kroku model zatížen vnitřním přetlakem.

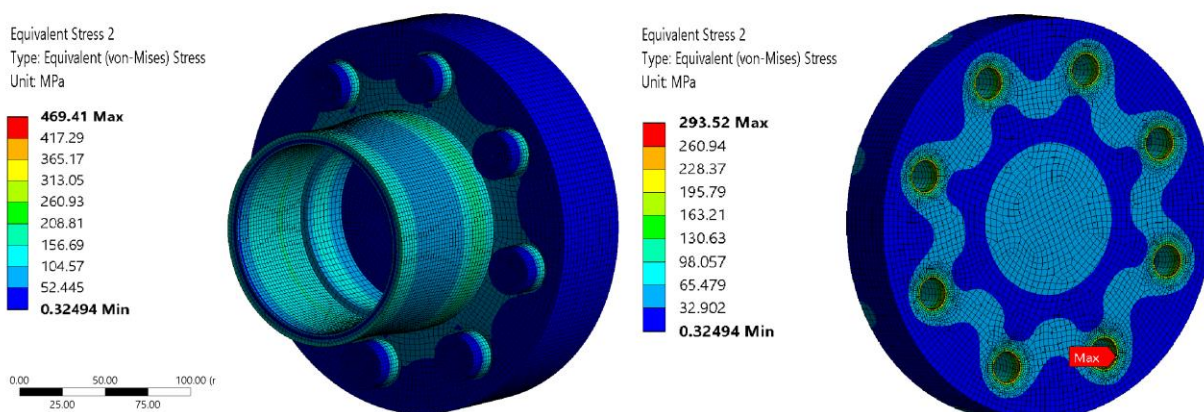
Vyhodnocení pevnostní kontroly

Z provedeného výpočtu bylo vykresleno pole posuvů (Obr. 5-14) a rozložení redukovaného napětí (Obr. 5-15). Z vykresleného pole posuvů lze soudit, že nedojde k významné deformaci, která by mohla narušit těsnost spoje. Na samotném víku se hodnoty maximálních posuvů pohybují okolo 0,06 mm. Nejvyšší hodnota posuvů v celém výpočtovém modelu je zjištěna ve spojovacím šroubu, a to téměř 0,1 mm.

Při vykreslení pole redukovaného napětí podle podmínky HMH (Obr. 5-15) lze pozorovat značnou koncentraci napětí na hraně otvorů pro šrouby s hodnotami redukovaného napětí až 293,5 MPa. Na zjednodušeném modelu víka bylo u těchto děr zanedbáno zkosení hran, což je příčinou vysoké koncentrace napětí. Na reálném přípravku bude tímto zkosením tato koncentrace značně eliminována. Dále byly detekovány vysoké hodnoty redukovaného napětí ve spojovacích šroubech (469 MPa). Ty však byly pevnostně kontrolovány již dříve pomocí analytického výpočtu a jejich posouzení nebylo součástí numerického výpočtu.



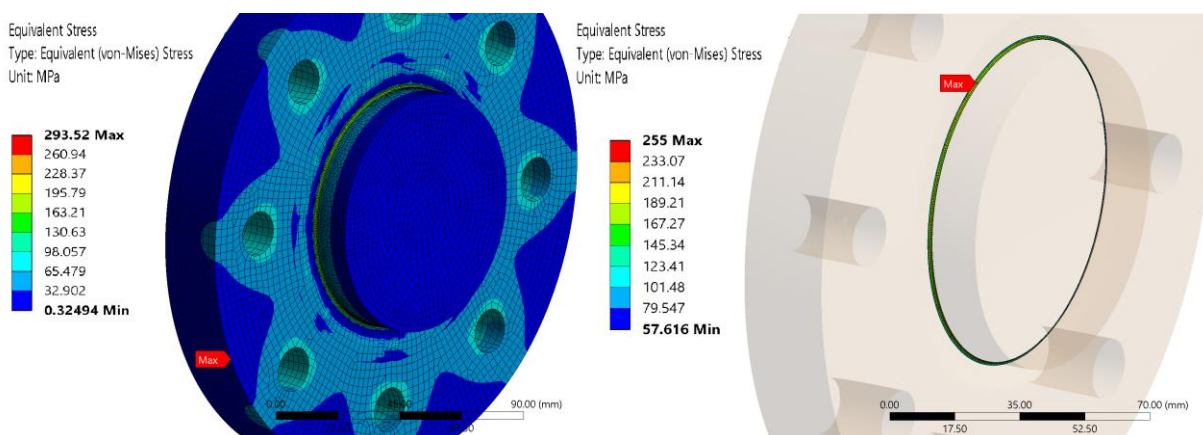
Obr. 5-14 Zobrazení pole deformačních posuvů



Obr. 5-15 Zobrazení rozložení redukovaného napětí

Třetím místem s vysokou koncentrací napětí je rádius osazení zaslepovacího víka (Obr. 5-16). V tomto kritickém místě dochází k relevantní koncentraci napětí, a proto je nutné posoudit bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti. Z vykreslených hodnot redukovaného napětí lze odečíst, že maximální hodnota napětí v tomto místě dosahuje 255 MPa. Při použití navržené oceli S355J2H vychází bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti:

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{355}{255} = 1,39 \quad (52)$$



Obr. 5-16 Redukované napětí v kritickém místě rádiusu

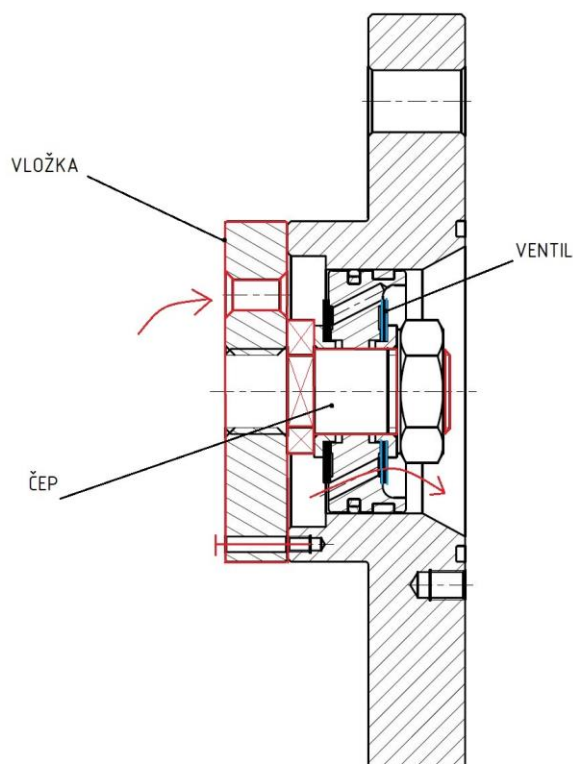
Vypočtené hodnota bezpečnosti je v tomto případě přijatelná. Případné selhání by mělo za následek pouze vytečení oleje. Osobám provádějící měření nehrozí žádné nebezpečí a proto se lze spokojit s nižšími koeficienty bezpečnosti. V úvahu je brán fakt, že měření při tak vysokém tlakovém zatížení nebude „běžné“ a bude probíhat pouze po krátkou dobu v řádu desítek sekund.

5.2.3 Upnutí měřených ventilů do víka

Ventil je do víka upnut pomocí vložky, kterou je potřeba navrhnout pro každý ventil zvlášť. Rozměry víka jsou uzpůsobené největším ventilům, v tomto případě jsou to ventily tlumiče P8. Vložkou lze prostor zmenšit, takže je možné upnout i ventily menší (např. P80), jako je tomu na obrázku sestavy (Obr. 5-3), kde jsou redukční vložky barevně zvýrazněné. Zbytek sestavy je univerzální. Zvolené geometrické tolerance a drsnosti povrchu jsou k nalezení ve výkresové dokumentaci v příloze.

Uložení pístu tlumiče P8

V tlumiči je píst nasazen na pístnici, kde je přitažen maticí na osazení hřídele. Pro měření ventilů na pístu je toto uložení zachováno a je znázorněno na obrázku (Obr. 5-17). Rozměry i tvar čepu je shodný s pístnicí. Podložky i matice jsou proto originálními díly sestavy tlumiče. Vložka je z vnitřní strany uchycena šrouby, které plní pouze zajišťovací funkci, protože je spoj namáhán tlakem a nehrozí selhání.

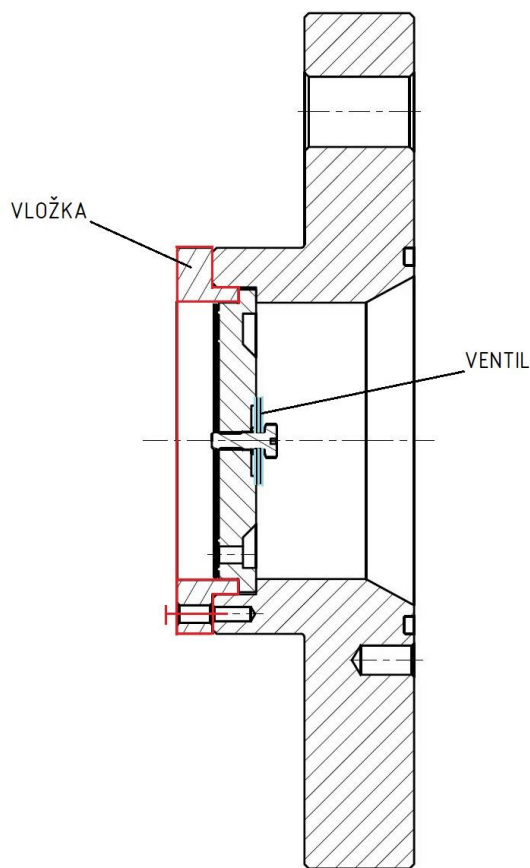


Obr. 5-17 Uložení pístu tlumiče P8

Olej proteče skrz otvory ve vložce a působí tlakem na ventil. Čep, na kterém je ventil nasazen, je našroubován do vložky závitem M22×2. Stejný závit je použit pro přitahovací matici. Dosedací plocha čepu má tvar šestihranu, za který jej lze utáhnout. Na všechny dosedací plochy musí být předepsané geometrické tolerance a příslušné drsnosti povrchu. Obzvláště důležité jsou plochy v kontaktu s pístem, tedy dosedací plochy a válcová plocha, na kterou doléhají stírací kroužky. Otvor ve víku je z vnější strany zkosen. Zkosení zajistí lepší přístup světla, což usnadňuje optickou kontrolu. Pro výměnu planžety nebo vyjmutí pístu stačí odšroubovat kryt a není nutné rozebírat celý přípravek.

Uložení dna tlumiče P8

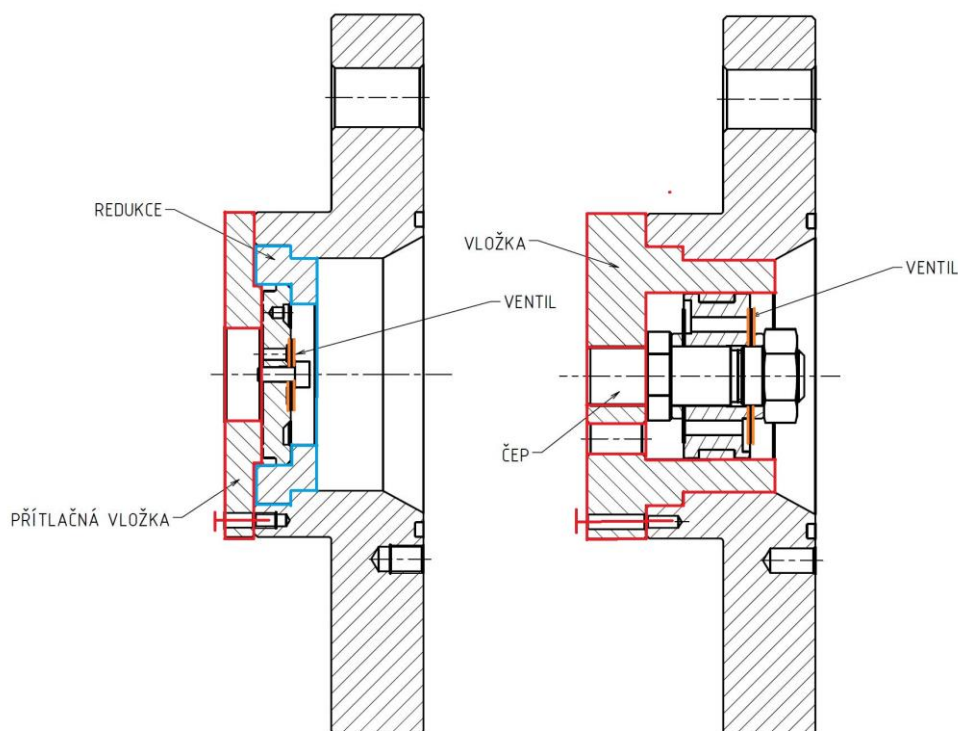
Dno tlumiče je v tomto případě sevřené a přitažené k víku vložkou. Tlakové zatížení opět šroubový spoj nenamáhá. Pro zajištění správné funkce je důležité předepsat geometrické tolerance čelního házení a maximální drsnosti povrchu na dosedací plochy. Délkové tolerance musí být navrženy tak, aby bylo dno zaručeně sevřené. Mohla by nastat situace, kdy vložka těsně dosedne k víku, ale nesevře dno a vznikne mezera. Vyměnit planžety je možné opět zvenku bez rozebírání přípravku. Upnutí je znázorněné na obrázku (Obr. 5-18).



Obr. 5-18 Uložení dna tlumiče P8

Uložení ventilů tlumiče P80

Uložení ventilů tlumiče P80 je principiálně shodné s tlumičem P8. Dno i píst jsou menšího průměru, proto je nutné vložkou průměry redukovat. V případě dna je použita podpěrná redukce. V případě pístu vložka redukuje celý průměr. Do ní je našroubován čep, na kterém je píst uchycen a který svou geometrií odpovídá skutečnému tvaru pístnice v tlumiči. Geometrické tolerance jsou předepsány na všech opěrných plochách a válcové ploše, na kterou přiléhá stírací kroužek pístu. Oba způsoby uložení jsou znázorněny na obrázku (Obr. 5-19) a v sestavě (Obr. 5-3).

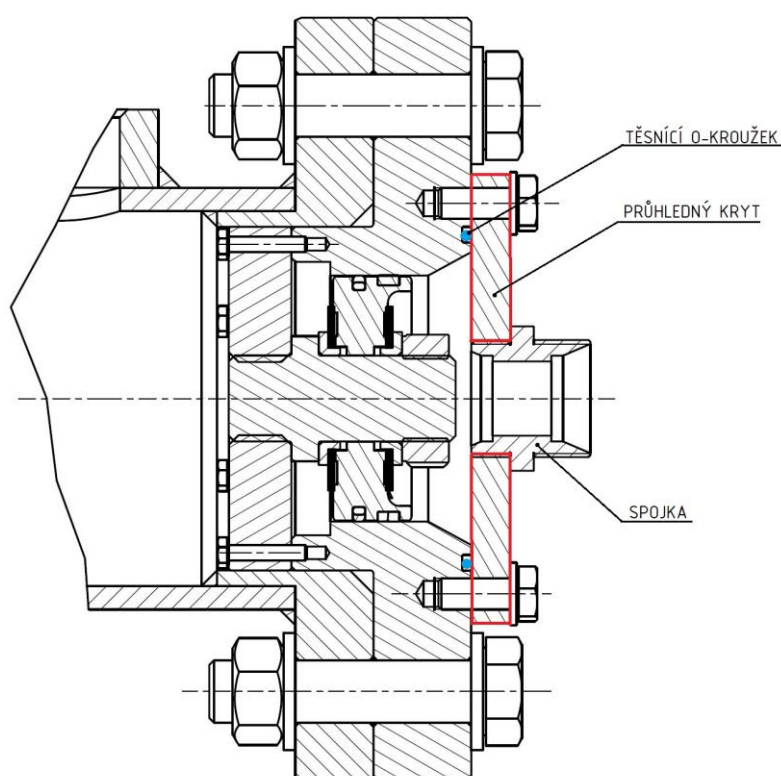


Obr. 5-19 Uchycení ventilů tlumiče P80

5.2.4 Řešení optické kontroly

Možnost optické kontroly při měření je velice výhodná. Díky tomu je možné odhalit faktory, které mohou zkreslovat měření. Například zavzdušnění obvodu je opticky snadno pozorovatelné. Pokud při větších rychlostech dojde ke kavitaci, je snadné ji odhalit a pozorovat. Vyrobit tělo přípravku z průhledného materiálu aby vydrželo vysoký provozní tlak je téměř nemožné. Většina průhledných materiálů nedisponuje dostatečnou pevností, a navíc při obrábění svou průhlednost ztrácí.

Pro zajištění optické kontroly v přípravku byl navržen průhledný kryt z plexiskla, který zakrývá komoru s ventilem z vnější strany. Zde díky nízkému tlaku není pevnost plexiskla problém. Průhledný kryt je utěsněn O-kroužkem a je k víku připevněn šesti šrouby. Tloušťka krytu byla navržena 10 mm. Uprostřed krytu je závit M27x1,5, do kterého se našroubuje spojka pro napojení výtokové hadice. Těsnění mezi spojkou a krytem je zajištěno USIT- kroužkem. Výstupní hadice nebude vystavena vysokému tlaku, ale kvůli tlakovým ztrátám by průměr měl být přinejmenším stejný jako u hadice vtokové. Tlakové ztráty mohou významně zvyšovat tlak v komoře za ventilem. Při zvýšení tlaku by mohlo dojít k prohnutí průhledného krytu a vytečení oleje. Pokud bude zásobní nádoba, do které olej vytéká, pod úrovní přípravku, hydrostatický tlak v hadici pomůže kompenzovat vzniklé tlakové ztráty.



Obr. 5-20 Kryt pro optickou kontrolu ventilu

6 DISKUZE

Cílem této bakalářské práce byl návrh konstrukce měřicího přípravku pro analýzu ventilů. Pro měření byly vybrány ventily tlumičů pro kolejová vozidla, vyráběné firmou Strojírna Oslavany.[16] U těchto ventilů je pozorován nekonzistentní průběh tlumicí síly, který způsobuje chybná kooperace tlumících ventilů. Z předepsaných parametrů vybraných tlumičů byly vyvozeny požadované parametry měřicího přípravku. Pozornost byla věnována především potřebnému tlaku a průtoku oleje.

Přípravek umožňuje upnutí ventilů stejným způsobem, jako je tomu v reálném tlumiči. Systém upínání je značně univerzální a je možné upnout i jakékoli jiné ventily, které se svými rozměry blíží těm vybraným. Upravit planžety měřeného ventilu je možné zvenku, bez nutnosti demontáže celého přípravku. Nejvyšší pracovní tlak byl stanoven na 32 MPa, což odpovídá maximálním tlakům v měřených tlumičích. Jedná se však o hodnotu maximální možnou a není uvažován dlouhodobý provoz za takových zátěžových podmínek. Jednotlivé součásti byly kontrolovány vůči mezním stavům pružnosti při maximálním tlakovém zatížení. Redukované napětí v záslupném víku bylo analyzováno pomocí metody konečných prvků v programu ANSYS. Rozměry víka pro upínání ventilů byly od výsledků analýzy odvozeny. Celkovou těsnost přípravku zaručuje šroubový spoj. V práci jsou definované momenty pro utažení jednotlivých šroubů, aby bylo dosaženo dostatečného předepnutí. Přívod i odvod jsou přizpůsobeny předpokládanému průtoku oleje, aby nedocházelo k velkým třecím ztrátám.

Výroba přípravku není nikterak náročná. Zvolený materiál pro výrobu je konstrukční ocel S355J2H. Tělo přípravku je svařenec a je svařen ze středové trubky a dvou přírub. Víko je obrobek a je univerzální pro všechny ventily. Vložka, pomocí níž je ventil ve víku uchycen, musí být vyrobena pro každý měřený ventil zvlášť. Celkově jsou výrobní náklady přípravku nízké, jelikož není vyžadována žádná speciální operace.

Nejdražšími prvky zařízení jsou měřicí senzory. Byly zvoleny s ohledem cenu i parametry, jimiž disponují. Ty však mohou být pro některé účely přeci jen nedostatečné, hlavně z hlediska vzorkovací frekvence. V tom případě by bylo nutné vybavit zařízení lepšími senzory, které budou plnit požadavky daného měření.

7 ZÁVĚR

Primárním cílem práce byl návrh zařízení, do kterého bude možné měřené ventily upnout. Zařízení bylo navrženo a rozpracováno do výrobních výkresů, včetně vložek pro ventily tlumiče P80. Dle dílčích cílů byly také navrženy dvě varianty hydraulických obvodů, které budou nutit olej téct přes měřené ventily. Zvolenou variantou je obvod poháněný hydraulickým pulzátozem. Jedná se o ekonomické řešení, kdy není nutné pořizovat drahé čerpadlo. Pro případ, že firma hydraulickým pulzátozem pro měření tlumičů nedisponuje, byl navržen též obvod poháněný čerpadlem. Zařízení není závislé na hydraulickém obvodu ani způsobu pohonu. Je proto možné v případě potřeby provádět změny. Součástí obvodu jsou měřicí snímače, které byly pro daný účel vybrány. Ze získaných dat lze určit potřebné charakteristiky ventilu. Celé zařízení bylo navrženo tak, aby co nejpřesněji simulovalo dění v tlumiči. Konstrukce tedy umožňuje upnutí dvou ventilů současně. Díky tomu je možné určovat charakteristiky ventilů nejen samostatně, ale i v kooperaci s dalšími ventily, které se v tlumiči nacházejí. Také způsob upnutí ventilů je velmi podobný jejich reálnému uložení.

Zařízení je navrženo pro vývojové účely. Pro kontrolní funkci v sériové výrobě by bylo nutné konstrukci upravit tak, aby se snížil manipulační čas obsluhy při výměně ventilů, a tím se dosáhlo vyšší efektivity. Pohon hydraulickým pulzátozem by též nebyl možný a musel by být detailněji rozpracován návrh obvodu s čerpadlem, aby zařízení mohlo fungovat samostatně.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KOREISOVÁ, Gabriela a Josef KOREIS. *Vlastnosti hydraulického tlumiče vozidla*. Pardubice, 2005. Výukový materiál. Univerzita Pardubice.
- [2] ELUC: *Tlumiče pérování* [online]. [cit. 2021-5-4]. Dostupné z:
- [3] CZOP, Piotr, Damian GASIOREK, Jacek GNIŁKA, Damian SŁAWIK a Grzegorz WSZOŁEK. Fluid-structure simulation of a valve system used in hydraulic dampers. *Modelowanie Inżynierskie*. 2012, 2012(45), 197-205. ISSN 1896-771X.
- [4] DIXON, John C. *The Shock Absorber Handbook*. 2nd Edition. Chichester : John Wiley and Sons Ltd, 2007. 432 s. ISBN 978-0-470-51020-9.
- [5] Öhlins: *Steering Damper Road & Track* [online]. [cit. 2021-03-07]. Dostupné z: https://www.ohlins.com/app/uploads/world/2015/01/OM_07261-02_1.pdf
- [6] ZF Damping Systems: *Twin-Tube Damper* [online]. [cit. 2021-03-07]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/en/cars/products_29319.html
- [7] KONI: *endurance line* [online]. [cit. 2021-03-07]. Dostupné z: <http://www.koni.com/en-US/Railway/Products/suspension-dampers/endurance-line/>
- [8] HSK: *Single Tube* [online]. [cit. 2021-03-07]. Dostupné z: <https://www.hks-power.co.jp/en/product/suspension/single/index.html>
- [9] Öhlins: *FSAE Schematic 2014* [online]. [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://www.ohlinsusa.com/files/files/FSAE%20Schematic%202014.pdf>
- [10] CRAWLpedia: *How Shocks and Shock Valving Works* [online]. [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: https://www.crawlpedia.com/shock_valving.htm
- [11] INOVA: *Damper testing systems* [online]. [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://www.inova-gmbh.com/applications/damper-testing/>
- [12] STEP lab: *Damper testing machines* [online]. [cit. 2021-04-22]. Dostupné z: <https://www.step-lab.com/en/products/high-dynamic-actuators/>
- [13] MTS: *Damper Test Systems* [online]. [cit. 2021-04-22]. Dostupné z: <https://test.mts.com/en/products/automotive/damper-test-systems>
- [14] KODEŠ, Jaroslav. Diagnostika vzniku kavitace v hydraulickém tlumiči. Liberec, 2016. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Miloš Müller, Ph.D.
- [15] ExtremeRacingShox: *HOW TO MEASURE AND LOOK DAMPING FORCE* [online]. [cit. 2021-5-4]. Dostupné z: <http://www.extremeshox.com/blog-post/how-to-measure-and-look-damping-force/>
- [16] Strojírna Oslavany: *Hydraulické tlumiče pro kolejová vozidla* [online]. [cit. 2021- 4- 30]. Dostupné z: <http://www.st-os.cz/tlumice/>

- [17] HABERKORN: *SuperPac SPC3 – semperit* [online]. [cit. 2021-5-4]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/hydraulicke-hadice-kompaktni-superpac-spc-3.html>
- [18] Bellinoleje.sk: *priemyselne maziva* [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://www.bellinoleje.sk/files/documents/priemyselne-maziva/sprinter%20sy%20hvi%20zf%2015%20tds%20en.pdf>
- [19] IFM: *Tlakový senzor PT9550* [online]. [cit. 2021-4-30]. Dostupné z: <https://www.ifm.com/cz/cs/product/PT9550?tab=documents>
- [20] IFM: *Tlakový senzor PL5400* [online]. [cit. 2021-4-30]. Dostupné z: <https://www.ifm.com/cz/cs/product/PL5400?tab=details>
- [21] Hennlich s.r.o.: *Tlakový senzor SD-40 400* [online]. [cit. 2021-4-30]. Dostupné z: <https://meres.hennlich.cz/produkty/mereni-a-regulace-tlaku-tlakove-senzory-1740/typ-sd-40-sd-42.html>
- [22] Conrad: *Senzor průtoku BioTech* [online]. [cit. 2021-4-30]. Dostupné z: <https://www.conrad.cz/p/bio-tech-ek-senzor-prutoku-fch-ce-pa-97479757-provozni-napeti-rozsah-5-24-vdc-merici-rozsah-5-120-lmin-1-k-2269520>
- [23] RS: *Průtokoměr RS Pro 3/4 in* [online]. [cit. 2021-4-30]. Dostupné z: <https://cz.rs-online.com/web/p/snimace-prutoku/5113915/>
- [24] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS, Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIAM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

9.1 Seznam symbolů a veličin

F_t	tlumící síla
F_z	síla v ose
F_i	síla předpětí šroubů
F_{prov}	provozní síla
F_s, F_p	síla přenášená šroubem, spojovanými součástmi
M_{ut}	utahovací moment
M_k	kroutící moment
S_1, S_2	činné plochy pístu
A_s	výpočtový průřez šroubu
d_p	průměr pístu
d_f	průměr dna
d_r	průměr pístnice
d_h	vnitřní průměr hadice
d_s, d_2, d_3	průměry šroubu
D_{in}	vnitřní průměr příruby
D_p	průměr podložky
R_1, R_2	vnitřní, vnější poloměr trubky
v_p	rychlost pístu
v_{st}	střední rychlost proudění kapaliny
Q_{max}	maximální průtok ventily
p_{max}	maximální tlak
Δp_h	tlaková ztráta hadice

ρ_{ol}	hustota oleje
ρ_{oc}	hustota oceli
μ	Poissonovo číslo
ν_{ol}	kinematická viskozita oleje
Re	Reynoldsovo číslo
Y_z	měrná ztrátová energie
ξ_l	ztrátový součinitel
λ	koefficient tření
E	Youngův modul pružnosti v tahu
R_e, R_m	mez kluzu, pevnosti
A, B	konstanty Lamého rovnic
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	hlavní napětí
$\sigma_r, \sigma_t, \sigma_z$	napětí radiální, tečné a podélné
σ_{red}	redukované napětí
τ	smykové napětí
τ_D	dovolené smykové napětí
S_p	zkušební napětí
k_k, k_0, k_{min}	součinitele bezpečnosti, návrhový součinitel
z	rozměr sváru
α_τ	součinitel svarového spoje
$l_1, l_2,$	délky svárů
l_s	délka šroubového sevření
P_h	stoupání závitu
f, f_0	součinitele tření šroubu
k_s, k_p	tuhost šroubu, spojovaných součástí
C	tuhostní konstanta spoje

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 2-1	Schéma hydraulického tlumiče [2].....	14
Obr. 2-2	Základní typy teleskopických tlumičů [4].....	15
Obr. 2-3	Tlumič řízení s průchozí pístnicí, Öhlins [5]	16
Obr. 2-4	Dvouplášťová konstrukce [6]	17
Obr. 2-5	Možnosti zapojení rezervoáru jednoplášťového tlumiče [4].....	17
Obr. 2-6	Ventilová sestava tlumiče Cane Creek TTX-25 [9].....	19
Obr. 2-7	Tyčový ventil s plochým (a) a jehlovým (b) koncem [4]	20
Obr. 2-8	Šoupátkový ventil [4].....	20
Obr. 2-9	Planžetový ventil [10]	21
Obr. 2-10	Měřicí přístroje firmy MTS [13].....	22
Obr. 2-11	Charakteristiky tlumiče (F-z) a (F-v) [15].....	23
Obr. 2-12	Přípravek pro zkoumání kavitace [14].....	24
Obr. 2-13	Hydraulický obvod přípravku [14].....	24
Obr. 3-1	Charakteristika (F-z) pro různé rychlosti zatěžování	25
Obr. 3-2	Měření tlaku v komoře nad pístem.....	26
Obr. 3-3	Průběh tlaku během jednoho kmitu.....	26
Obr. 4-1	Ventily tlumiče P8 v pístu (a) a ve dně (b).....	28
Obr. 4-2	Ventily tlumiče P80 v pístu (a) a ve dně (b)	29
Obr. 4-3	Činné plochy pístu	30
Obr. 4-4	Schéma obvodu s čerpadlem	32
Obr. 4-5	Schéma obvodu s hydraulickým válcem	33
Obr. 4-6	Schéma 1. koncepčního návrhu	36
Obr. 4-7	Schéma 2. koncepčního návrhu	37
Obr. 5-1	Schéma přípravku staženého závitovými tyčemi	40
Obr. 5-2	Schéma přípravku staženého přírubovým spojem	40
Obr. 5-3	Sestava přípravku pro ventily tlumiče P80.....	41
Obr. 5-4	Uvolnění trubky	42
Obr. 5-5	Zatěžování koutových svarů příruby	44

Obr. 5-6	Uložení těsnícího O-kroužku	45
Obr. 5-7	Závit pro tlakový senzor.....	46
Obr. 5-8	Konstrukce víka přípravku	47
Obr. 5-9	Schéma šroubového spoje příruby	48
Obr. 5-10	Záslepné víko	51
Obr. 5-11	Zjednodušený model geometrie pro pevnostní kontrolu v řezu	52
Obr. 5-12	Zjemnění sítě v místě koncentrátoru napětí	53
Obr. 5-13	Zobrazení okrajových podmínek	53
Obr. 5-14	Zobrazení pole deformačních posuvů	54
Obr. 5-15	Zobrazení rozložení redukovaného napětí	54
Obr. 5-16	Redukované napětí v kritickém místě rádiusu.....	55
Obr. 5-17	Uložení pístu tlumiče P8	56
Obr. 5-18	Uložení dna tlumiče P8	57
Obr. 5-19	Uchycení ventilů tlumiče P80.....	58
Obr. 5-20	Kryt pro optickou kontrolu ventilu	59

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 4-1	Parametry tlumiče P8	28
Tab. 4-2	Parametry tlumiče P80	29
Tab. 4-3	Parametry pro výpočet tlakové ztráty hadice [18]	34
Tab. 4-4	Vyhodnocení 1. koncepčního návrhu	36
Tab. 4-5	Vyhodnocení 2. koncepčního návrhu	38
Tab. 4-6	Posouzení vhodných tlakových senzorů	38
Tab. 4-7	Posouzení vhodných průtokových senzorů	39
Tab. 5-1	Mechanické vlastnosti materiálu S355J2H	52

12 SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

1/00-0 – Přípravek – výkres sestavení

1/01-0 – Tělo přípravku – výkres svařence

1/01-1 – Příruba – výkres součásti

1/01-2 – Trubka – výkres součásti

1/01-3 – Kulatina přívodu – výkres součásti

1/01-4 – Kulatina snímače – výkres součásti

1/02-0 – Víko – výkres součásti

1/03-0 – Čep P80 – výkres součásti

1/04-0 – Vložka pístu P80 – výkres součásti

1/05-0 – Redukce P80 – výkres součásti

1/06-0 – Vložka dna P80 – výkres součásti

1/07-0 – Kryt – výkres součásti

1/08-0 – Záslepovací víko – výkres součásti